

**REDISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOLINO
TIPO ATRITOR**

JEISSON JULIAN RENTERIA DIAZ

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA Y MECANICA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI
2008**

**REDISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MOLINO
TIPO ATRITOR**

JEISSON JULIAN RENTERIA DIAZ

**Trabajo de grado para optar al titulo de
Ingeniero mecánico**

Directores

HÉCTOR E. JARAMILLO SUÁREZ, MSc.

Docente Departamento de Energética y Mecánica

NELLY CECILIA ALBA DE SANCHEZ, PhD

Docente Departamento de Ciencias Básicas de Ingeniería

Investigadores del Grupo Ciencia e Ingeniería de Materiales

Asesores

HÉCTOR SÁNCHEZ STHEPA

Directór de la escuela de materiales de la Universidad del Valle

LUCIO ARMANDO BACCA ROBAYO

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA Y MECANICA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI
2008**

Nota de aceptación:

Aprobado por el comité de grado en cumplimiento con los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al Título de Ingeniero Mecánico.

Ing. FABER CORREA

Jurado

Ing. ROBERT COOPER

Jurado

Santiago de Cali, 7 de Febrero de 2008

De manera muy efusiva y sincera quiero agradecer y dedicar este trabajo a Carlos Hernán Rentería mi padre y María Cecilia Díaz Márquez mi madre, porque gracias a ellos y a su buen enfoque de la vida crecí en un entorno ameno y propicio para el desarrollo de mis habilidades físicas e intelectuales, gracias a su entrega y sacrificio tanto yo como mis hermanos hemos tenido una buena calidad de vida, se los agradezco ahora y se los agradeceré por siempre.

Agradezco y dedico este trabajo también a todas aquellas personas, profesores, compañeros de estudio y amigos, de quienes siempre trate de aprender las cosas buenas y que me ayudaron en el transcurso de la carrera, por que siempre por majestuoso o insignificante que parezca el momento, deja huella en nuestras vidas.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la Universidad Autónoma de Occidente y al grupo de Ciencia e Ingeniería de Materiales por la confianza brindada al haberme asignado la realización de este proyecto, también por el apoyo logístico y la oportunidad de formación y refinamiento de habilidades como Ingeniero. También quiero agradecer a la empresa Metalmecánica del Valle por su apoyo desinteresado y su buena disposición durante la construcción del molino.

Al Ingeniero Armando Bacca agradezco por el intercambio de conocimiento y porque sin su apoyo muchas de las actividades previstas del proyecto se habrían complicado.

CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN	22
INTRODUCCION	23
1. OBJETIVOS	24
1.1 OBJETIVO GENERAL	24
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	24
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	25
3. JUSTIFICACION	26
4. FUNDAMENTOS DE LA ALEACION MECANICA	27
4.1 HISTORIA	27
4.2 APLICACIONES DE LA ALEACION MECANICA	30
5. CLASES DE MOLINOS	33
5.1 MOLINO PLANETARIO	33
5.2 MOLINO VIBRATORIO	34
5.3 MOLINO ATRITOR	35
6. DISEÑO PREVIO	39
7. PROCESO DE LA ALEACION MECANICA	44
8. CRITERIOS DE REDISEÑO	47
8.1 RELACION DE PESO BOLAS/POLVOS	48
8.2.1 Capacidad de trabajo del molino	49

8.2.2	Capacidad total del molino	51
8.2.3	Tamaño y número de bolas	51
8.3	CONTROL DE LA ATMOSFERA DE MOLIENDA	52
8.4	AGENTES DE CONTROL DE PROCESO	53
8.5	INTENSIDAD DE MOLIENDA	53
8.5.1	Potencia de funcionamiento del molino	54
8.5.2	Velocidad de funcionamiento del molino	55
8.6	PARTES DEL MOLINO	57
9.	CALCULOS DE DISEÑO	59
9.1	DISEÑO DE COMPONENTES	59
9.1.1	Sistema de molienda	59
9.2	CALCULOS DEL SISTEMA HIDRAULICO	133
9.2.1	Pérdidas secundarias	135
9.2.2	Pérdidas primarias	136
9.2.3	Altura manométrica calculada para la motobomba	137
9.3	DISEÑO DE TORNILLERIA	143
10.	SELECCIÓN DE COMPONENTES COMERCIALES	151
10.1	INSTRUMENTOS DEL SISTEMA DE MOLIENDA	151
10.1.1	Selección de rodamiento	151
10.1.2	Sello mecánico	154
10.1.3	Sellos estáticos	155
10.2	INSTRUMENTOS DEL SISTEMA HIDRAULICO DE REFRIGERACION	156

10.3 INSTRUMENTOS DEL SISTEMA DE REGULACIÓN DE PRESIÓN Y TEMPERATURA DE PROCESO	156
10.3.1 Manovacúmetro	156
10.3.2 Válvula de aguja	157
10.3.3 Válvula de seguridad	157
10.3.4 Termocupla	158
10.4 INSTRUMENTOS DEL SISTEMA ELECTRICO	159
10.5 INSTRUMENTOS DEL SISTEMA DE POTENCIA	160
11. CONSTRUCCION DEL MOLINO ATRITOR	162
11.1 CONSTRUCCION DEL SISTEMA ESTRUCTURAL	162
11.1.1 Mesa soporte	162
11.1.2 Base soporte	164
11.1.3 Porta cámara	166
11.2 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MOLIENDA	168
11.2.1 Agitador	168
11.2.2 Tapa torisférica	176
11.2.3 Tazón de molienda	183
11.2.4 Cámara de refrigeración	185
11.3 ENSAMBLE DEL MOLINO ATRITOR	188
11.3.1 Subsistema estructural	189
11.3.2 Subsistema de molienda	190
11.3.3 Subsistema hidráulico de refrigeración	199

11.3.4 Subsistema de regulación de presión y temperatura de proceso	199
11.3.5 Subsistema eléctrico	199
11.3.5 Subsistema de potencia	200
12. CONCLUSIONES	202
BIBLIOGRAFIA	203
ANEXOS	205

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Descripción de las ventajas de la aleación mecánica.	29
Tabla 2. Acontecimientos importantes en el desarrollo de la técnica.	29
Tabla 3. Descripción y aplicaciones de aleaciones mecánicas comercializadas.	32
Tabla 4. Comparación de variables del proceso controladas en cada uno de los molinos.	37
Tabla 5. Listado de componentes provenientes del diseño y actuales del molino Atritor.	43
Tabla 6. Relación de necesidades y especificaciones para el rediseño del molino tipo Atritor.	47
Tabla 7. Relación de posibles concentraciones y volúmenes a manipular en el molino para una carga total de 1 Kg.	50
Tabla 8. Tamaño y cantidad de bolas para molino.	52
Tabla 9. Características de molinos tipo Atritor convencionales de la compañía Unión Process.	55
Tabla 10. Comparación de energía cinética aproximada producida por cada una de las bolas.	57
Tabla 11. Sistemas, componentes y sus funciones.	58
Tabla 12. Datos conocidos entregados por las características del motor, para una potencia de 3 Hp, 475 rpm máxima y 198 rpm mínima.	61
Tabla 13. Variables y magnitudes utilizadas en las ecuaciones 10 a 17 .	65
Tabla 14. Cargas de diseño empleadas para el chequeo del eje agitador.	65
Tabla 15. Factores utilizados para determinar el Factor de seguridad.	66

Tabla 16. Variables usadas en las ecuaciones 18 a 21 para la determinación de esfuerzos nominales.	68
Tabla 17. Propiedades de área relacionadas con las figuras 9, 10 y 11, cargas alternantes y medias necesarias para el cálculo del eje por fatiga.	70
Tabla 18. Esfuerzos nominales calculados para cada sección del eje.	70
Tabla 19. Valores de esfuerzo real usados para el chequeo del factor de seguridad del eje agitador a la fatiga.	71
Tabla 20. Secciones y factores concentradores de esfuerzo por fatiga.	72
Tabla 21. Variables empleadas para en las ecuaciones (31) a (35).	74
Tabla 22. Factores de seguridad para cada una de las secciones evaluadas.	76
Tabla 23. Variables y esfuerzos nominales para las ecuaciones (37) a (40).	79
Tabla 24. Variables empleadas en la ecuación (44) a (45).	82
Tabla 25. Valores de dureza Rockwell C, Brinell y factor de seguridad calculado para cada uno de los casos Los valores de esfuerzo último en tensión se obtuvieron a partir de la relación: $S_{ut} = 3.45H_B \pm 0.2H_B$.	84
Tabla 26. Variables y esfuerzos nominales obtenidos de las ecuaciones (37) a (40).	87
Tabla 27. Resumen de los cálculos realizados y determinación del factor de seguridad calculado para este componente, El esfuerzo de Von Mises es igual para las condiciones de esfuerzo alternante y medio.	89
Tabla 28. Factores de corrección de vida infinita a fatiga y límite de resistencia a fatiga para el tornillo y el anillo.	97
Tabla 29. Dimensiones principales de la tapa torisférica, dimensiones en m, ver figura 32.	111
Tabla 30. Hoja de especificaciones para el diseño de la tapa torisférica y tazón de molienda.	112
Tabla 31. Resultados obtenidos en la simulación.	132

Tabla 32. Accesorios del sistema hidráulico del molino Atritor	133
Tabla 33. Valores calculados de pérdidas secundarias causadas por accesorios en la red hidráulica del molino atritor.	136
Tabla 34. Descripción y cuantificación de las pérdidas primarias calculadas para la red hidráulica (Para $\nu = 6.61 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, temperatura del agua a 40°C).	137
Tabla 35. Variables utilizadas en la formula (114), y evaluación de la misma.	142
Tabla 36. Hoja de calculo desarrollada para el diseño de los tornillos que sujetan la tapa torisférica y el tazón de molienda (ver figura 45a).	148
Tabla 37. Hoja de calculo desarrollada para el diseño de los tornillos que sujetan la cámara de refrigeración del sello mecánico con la tapa torisférica (ver figura 45b).	149
Tabla 38. Hoja de calculo desarrollada para el diseño de los tornillos que sujetan la cámara de refrigeración y el tazón (ver figura 45c).	150
Tabla 39. Dimensiones principales del sello mecánico.	155
Tabla 40. Características técnicas de los sellos estáticos empleados en el molino Atritor.	156
Tabla 41. Guía de selección para termopares.	159
Tabla 42. Elementos que componen el tablero de control del Molino Atritor.	159
Tabla 43. Características técnicas generales del conjunto motoreductor.	161
Tabla 44. Lista de componentes que conforman el subsistema estructural.	190
Tabla 45. Lista de componentes que conforman el subsistema de molienda.	191
Tabla 46. Lista de componentes que conforman el subsistema Agitador + Tapa torisférica + Tazón.	193
Tabla 47. Lista de componentes que conforman el subsistema Agitador + Tapa torisférica.	194

Tabla 48. Lista de componentes que conforman el subsistema agitador. 196

Tabla 49. Lista de componentes que conforman el subsistema Tapa torisférica. 198

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Imágenes del molino planetario: a) Fotografía, b) Esquema de movimiento.	34
Figura 2. Imágenes de un molino vibratorio: a) Fotografía, b) Esquema de movimiento.	35
Figura 3. Imágenes de un molino atritor: a) Fotografía, b) Esquema de movimiento.	36
Figura 4. Esquema de proceso de producción pulvimetalúrgico. El presente trabajo se centra en la implementación del equipo para la obtención de aleación mecánica.	45
Figura 5. Esquema de requerimientos generales y específicos de molinos de bolas para la realización del proceso de aleamiento mecánico.	46
Figura 6. Esquema para determinar la velocidad aproximada de una bola, Vista superior del agitador, golpeado una de las bolas de acero .	56
Figura 7. Geometría del eje agitador y agitador con todos sus subcomponentes.	60
Figura 8. Dirección de la carga por impacto (en color rojo) generada sobre el agitador: a) Vista isométrica, b) Plano X-Y con componente horizontal (Fh) resaltada, c) Plano X-Z, d) Plano X-Z con componente axial (Fa) resaltada.	62
Figura 9. Esquema del eje agitador con sus dimensiones en mm y cargas respectivamente.	66
Figura 10. Esquema del eje agitador con sus cargas y diagramas de carga axial y torque respectivamente.	67
Figura 11. Secciones transversales evaluadas durante el diseño del eje, con letra negrita en rojo se muestra la sección en concordancia con la figura 10 .	69

Figura 12. Regiones donde se podría producir la falla en el eje: a) puntos críticos , b) distribución de esfuerzo para el eje agitador.	73
Figura 13. Geometría de las aspas de agitación .	77
Figura 14. Esquema de la carga actuante sobre una de las aspas del agitador.	77
Figura 15. Diagramas de carga cortante y momento flector actuante sobre una de las aspas de agitación (cotas en mm).	78
Figura 16. a) Zonas críticas en el aspa de agitación, b) Estado de esfuerzos del aspa de agitación.	81
Figura 17. a) Vista isométrica de la geometría del aspa inferior, b) Vista inferior del ensamble del aspa inferior con el eje agitador.	85
Figura 18. Magnitud y dirección de la carga de diseño actuando sobre el aspa inferior, en vista seccionada.	85
Figura 19. Diagramas de carga cortante y momento, para las cargas alternante y media respectivamente(Cotas en mm).	86
Figura 20. Distribución de esfuerzos en el aspa inferior .	88
Figura 21. a) Sección transversal del punto de apoyo inferior vista lateral junto con la parte inferior del tazón y su buje de alojamiento, b) Vista explosionada de sus elementos constitutivos.	90
Figura 22. Carga de diseño para el punto de apoyo inferior, vista frontal .	90
Figura 23. a) Carga que produce el esfuerzo cortante y de aplastamiento en la vista frontal, y b) carga transversal que produce desgarro (las líneas negras indican la sección de posible desgarro en la vista inferior) .	96
Figura 24. Imagen CAD de la geometría del acople: a) vista isométrica del conjunto acople, b) vista isométrica explosionada con cada uno de los componentes.	99
Figura 25. a) Magnitud y dirección del torque generado por el motor, b) Fuerzas generadas por el torque del motor sobre las partes del acople, y c) carga sobre actuante sobre los tornillos de sujeción del acople.	100

Figura 26. Distribución de esfuerzo en el acople, las zonas rojas indican la regiones donde el esfuerzo es mayor, mientras que las púrpura sin las regiones de menor esfuerzo .	102
Figura 27. Distribución del factor de seguridad con el cual trabaja el acople, con rojo se muestran las zonas con menor factor de seguridad, y con púrpura las menos esforzadas .	104
Figura 28. Geometría y ubicación de la cuña y cuñero, encargados de transmitir el torque desde el eje de salida del motor hacia el interior del tazón de molienda .	104
Figura 29. Dimensiones de la chaveta y ubicación de las cargas que actúan sobre esta.	106
Figura 30, imagen del modelo CAD de la tapa torisférica.	108
Figura 31. Condiciones de de trabajo de la tapa torisferica escogidas para el diseño: a) Caso 4, b) Caso 6.	110
Figura 32. Esquema con las dimensiones principales de la tapa torisférica.	110
Figura 33. Imagen del modelo CAD del tazón.	116
Figura 34. Condiciones de de trabajo de la tapa torisférica escogidas para el diseño. a) Caso 5, b) Caso 6.	117
Figura 35. Esquema de las dimensiones del tazón de molienda, (Todas las cotas están en milímetros).	118
Figura 36. Imagen del modelo CAD de la cámara de refrigeración. a) Vista isométrica del conjunto cámara de refrigeración, tazón y tapa torisférica. b) Vista en corte del conjunto.	124
Figura 37. Esquema de las dimensiones de la cámara de refrigeración, (todas las cotas están en milímetros).	125
Figura 38. Imagen del modelo CAD de la cámara de refrigeración del sello mecánico, y el sistema de molienda conectado al manifold.	129
Figura 39. Imagen del modelo CAD del manifold.	130

Figura 40. Imagen del modelo CAD de la cámara de refrigeración sello mecánico.	131
Figura 41. Imagen del modelo FEA de: a) Estado de esfuerzos de tresca para la cámara de refrigeración sello mecánico, b) Distribución del factor de seguridad de la cámara de refrigeración sello mecánico, c) Estado de esfuerzos de tresca para el manifold y d) Distribución del factor de seguridad del manifold.	132
Figura 42. Descripción de componentes del sistema hidráulico: a) Imagen de la tubería de succión y motobomba, b) Imagen de los accesorios en la tubería de descarga, c) Imagen del prototipo virtual del sistema hidráulico.	134
Figura 43. a) Cotas, Z_1 y Z_2 de altura estática de succión y descarga, y P_1, P_2 . b) rama de la red hidráulica utilizada para hacer el cálculo de la altura manométrica de la motobomba (resaltado).	138
Figura 44. Curva de rendimiento de la motobomba seleccionada (Marcada con la línea se muestra el punto de selección de la motobomba.	141
Figura 45. a) Esquema de la unión entre la tapa torisférica y el tazón. b) Esquema de la unión en la cámara de refrigeración del sello mecánico, y c) esquema de la unión entre en la cámara de refrigeración del tazón y este.	147
Figura 46. Sistema de de cargas proyectado para la realización de la selección del rodamiento.	152
Figura 47. Dimensiones principales del sello mecánico.	154
Figura 48. Imágenes del manovacuómetro seleccionado: a) Imagen del elemento, b) Esquema de sus principales dimensiones (en mm).	157
Figura 49. Imagen de la válvula de seguridad seleccionada.	158
Figura 50. Imagen del tablero de control con sus componentes: a) Componentes externos, b) Componentes internos	160
Figura 51. Partes e imagen de la mesa soporte.	162
Figura 52. Esquema de la secuencia seguida durante el proceso de manufactura de la mesa soporte.	163

Figura 53. a) Modelo CAD de los elementos constitutivos de la mesa soporte, b) Modelo CAD de la vista isométrica de la estructura soporte de la mesa.	164
Figura 54. a) Imagen de modelo CAD de la vista explosionada de los elementos constitutivos de la base soporte. b) Modelo CAD de la vista isométrica de la base soporte.	164
Figura 55. Esquema de la secuencia seguida durante el proceso de manufactura de la base soporte.	165
Figura 56. Imagen de la porta cámara junto con la cámara de refrigeración.	166
Figura 57. Esquema de la secuencia seguida durante el proceso de manufactura de la porta cámara.	167
Figura 58. a) Imagen de modelo CAD de la vista explosionada de los elementos constitutivos de la porta cámara. b) Modelo CAD de la vista isométrica de la porta cámara.	167
Figura 59. Imagen del agitador después de su manufactura: a) Vista explosionada, b) Vista general ensamblado.	169
Figura 60. Imágenes de algunos de los procesos de manufactura utilizados para la construcción del eje agitador: a) Materia prima montada en el torno, b) Pieza obtenida después de operaciones de mecanizado, c) Eje agitador finalizado.	170
Figura 61. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del eje agitador.	171
Figura 62. Imágenes de algunos de los procesos de manufactura utilizados para la construcción las aspas de agitación: a) Operación de refrentado, b) Operación de roscado, c) Operación de cilindrado, d) Aspa de agitación finalizada.	172
Figura 63. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción de las aspas de agitación.	173
Figura 64. Imágenes del aspa de agitación inferior, punto de apoyo y tornillo de sujeción (de izquierda a derecha): a) Imagen de los elementos, b) Imagen donde se muestra la cara planeada del aspa de agitación inferior.	174

Figura 65. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del aspa de agitación inferior y el punto de apoyo del agitador.	174
Figura 66. Imágenes del acople y cuña (de izquierda a derecha): a) Imagen del acople montado en el eje de agitación, b) Cuña.	175
Figura 67. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del acople.	176
Figura 68. Imagen de la tapa torisferica antes de realizársele el acabado final.	177
Figura 69. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del cuerpo torisférico de la tapa.	178
Figura 70. Imagen de la brida circular de la tapa.	178
Figura 71. Imágenes de la construcción del cuerpo de la tapa torisferica : a) Operación de cilindrado interno (mandrinado), b) Parte cóncava de la tapa, c)Imagen del buril con que se maquina el interior del cuerpo, d) Operación de soldadura.	179
Figura 72. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción de la brida circular de la tapa.	180
Figura 73. Imágenes de la parte inferior de la cámara de refrigeración del sello mecánico: a) Proceso de fresado con ayuda del cabezal divisor vertical. b) Vista superior de la parte terminada.	181
Figura 74. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción de la cámara de refrigeración inferior del sello mecánico.	181
Figura 75. Proceso de alisado de los cordones de soldadura de la tapa torisférica.	182
Figura 76. Partes constitutivas del tazón de molienda.	183
Figura 77. Secuencia de los procesos de manufactura empleados en la construcción del tazón de molienda.	184
Figura 78. Imágenes del tazón de molienda después de su manufactura: a) Vista general, b) Vista superior de la caja para la ubicación del buje y punto de apoyo para el agitador.	185

Figura 79. Partes constitutivas de la cámara de refrigeración.	186
Figura 80. Secuencia de los procesos de manufactura empleados en la construcción de la cámara de refrigeración.	187
Figura 81. Imágenes de la cámara de refrigeración después de su manufactura: a) Vista general, b) Vista superior.	188
Figura 82. Imágenes del modelo CAD del subsistema estructural: a) Subsistema estructural ensamblado, b) Subsistema estructural explosionado.	189
Figura 83. Imágenes del modelo CAD del sistema de molienda: a) Subsistema de molienda ensamblado, b) Subsistema de molienda explosionado.	191
Figura 84. Imágenes del modelo CAD del subsistema Agitador+Tapa torisferica+Tazón: a) Subsistema ensamblado, b) Subsistema explosionado.	192
Figura 85. Imágenes del modelo CAD del subsistema Agitador+Tapa torisferica a) Subsistema ensamblado, b) Subsistema explosionado.	194
Figura 86. Imágenes del modelo CAD del subsistema Agitador: a) Subsistema ensamblado, b) Subsistema explosionado.	195
Figura 87. Imagen de una vista en corte del modelo CAD del ensamble Rodamiento, eje agitador, cámara de refrigeración sello mecánico, asiento estacionario y sello mecánico.	196
Figura 88. Imágenes del modelo CAD del subsistema Tapa torisferica: a) Subsistema explosionado, b) Subsistema ensamblado.	197
Figura 89. Imagen de vista en corte de la tapa torisferica donde se muestra la ubicación del reten hidráulico y anillo de retención metálico (sin el montaje aun del subsistema agitador).	198
Figura 90. Imagen del modelo CAD del sistema eléctrico del molino atritor.	200
Figura 91. Imagen del modelo CAD del sistema de potencia.	200
Figura 92. Imágenes del molino atritor: a) Imagen CAD del ensamble completo del molino atritor, b) Imagen real de la maquina terminada.	201

LISTA DE ANEXOS

	Pag.
Anexo A. Propiedades del Acero STAVAX ESR	205
Anexo B. Propiedades del Acero STAVAX ESR. Cont	206
Anexo C. Propiedades del Acero AISI 304.	207
Anexo D. Propiedades del Acero AISI 304.Cont	208
Anexo E. Propiedades del Acero AISI 1045.	209
Anexo F. Propiedades del acero AISI 420.	210
Anexo G. Figura 5-UCS-28.2	211
Anexo H. Figura 5-UGO-28.0	212
Anexo I. Figura 5-UGO-28.0, Cont	213
Anexo J. Figura 5-UHA -28.3	214
Anexo K. Datos técnicos del Motor del Molino Atritor	215
Anexo L. Datos técnicos del Motor del Molino Atritor. Cont	216
Anexo M. Planos del Molino Atritor	217

RESUMEN

El desarrollo de este proyecto trata sobre el rediseño y construcción de un molino de bolas tipo Atritor, a escala de laboratorio, útil para el procesamiento de materiales compuestos mediante la técnica de aleación mecánica. El trabajo se inició con la revisión de la tesis predecesora titulada **“Diseño de un molino de bolas tipo Atritor”**, realizada por el ingeniero Filiberto Botero, se realizó la reorientación de las funciones de la máquina, y la definición de las nuevas especificaciones que el molino debe cumplir.

Inicialmente se reseña la estimación de los aspectos más importantes del equipo, como capacidad, potencia mecánica de consumo, velocidad de funcionamiento y aspectos generales del control, lo anterior basado en referencias especializadas en los fundamentos de la técnica del aleamiento mecánico.

Luego se presentan los cálculos analíticos concernientes al diseño por resistencia de materiales de los componentes que lo requirieron, y simulaciones computacionales usando el método de Elementos Finitos. A continuación se muestran los cálculos concernientes a la red hidráulica; también se detalla la selección de los componentes comerciales de instrumentación eléctricos y mecánicos, los accesorios hidráulicos y los sellos estáticos y dinámicos necesarios.

Para finalizar se reseña aspectos generales de la construcción del molino describiendo los procesos de manufactura, y el ensamble final de la máquina.

INTRODUCCION

La sociedad de nuestra época exige características puntuales e innovadoras de todos sus bienes, las cualidades de las máquinas y artefactos con la presencia de atributos tecnológicos de punta requiere aun más del desarrollo de procesos y materiales que alcancen las prestaciones demandadas, es por este motivo que en la actualidad se esta invirtiendo un gran esfuerzo intelectual y económico en crear alternativas innovadoras en el campo de la investigación que posteriormente tendrán resultados positivos a nivel industrial y social.

El desarrollo de nuevos materiales, constituye una de las áreas de mayor crecimiento en cualquier país que pretenda ser competitivo industrialmente, es así como técnicas no convencionales para la obtención de materiales compuestos como la aleación mecánica caracterizada por ser un proceso de fácil manejo, bajo costo y amigable con el ecosistema ha sido objeto de investigación tanto para científicos como ingenieros.

Por medio del aleamiento mecánico se han logrado obtener materiales compuestos con características especiales de resistencia a altas temperaturas, desgaste, y alta rigidez, con buena relación entre resistencia y peso. Este proceso se lleva a cabo satisfactoriamente utilizando energía de impacto para crear aleaciones en estado sólido, a partir de polvos elementales de cualquier tipo de material.

La aleación mecánica se produce en molinos de alta energía, los cuales son maquinas que agitan en su interior bolas de acero o cerámica, para producir la soldadura y fractura en frío de los materiales a alear, que se encuentran en forma de polvo. Hay diferentes tipos de molinos, uno de ellos es el tipo Atritor, que es el tema principal de este trabajo, en el cual se describe el procedimiento de rediseño y construcción de un prototipo a escala de laboratorio, basado principalmente en un proyecto similar realizado por la Universidad de Chile¹ y en los equipos de este tipo fabricados por la compañía Union Process de los Estados Unidos.

El presente trabajo tiene como base el diseño preeliminar del molino de bolas tipo Atritor; en el diseño se incluyó, parte de las restricciones y cálculos ingenieriles de diseño dejando como tarea principal a este trabajo la realización del rediseño y la construcción del equipo. Se realizaron modificaciones necesarias para una correcta construcción del equipo y además se agregaron características nuevas.

¹ ENTREVISTA con Rodrigo Palma, Investigador de la Universidad de Chile. Santiago de Cali, 16 de Octubre de 2004.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Analizar el diseño preliminar, rediseñar y construir un molino de bolas tipo Atritor a escala de laboratorio, con un sistema de molienda reactiva a alta presión y temperatura.

1.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar la recopilación de información acerca del proceso de aleación mecánica, mediante la consulta de literatura especializada en el tema.
- Revisar la tesis “Diseño de un molino de bolas tipo Atritor”, y definir las partes y sistemas a ser rediseñados, establecer las nuevas funciones del molino.
- Determinar las especificaciones del molino con base en la literatura consultada, y establecer de las necesidades que el equipo debe cubrir.
- Establecer parámetros y criterios de diseño ingenieriles, a partir de consultas a especialistas, talleres industriales y experiencia propia.
- Realizar los cálculos de verificación en el diseño de componentes y sistemas del molino atritor, mediante la utilización de herramientas analíticas y computacionales.
- Realizar un modelo virtual del molino utilizando software CAD para la generación de los planos de detalle del equipo.
- Realizar la selección materiales y procesos de manufactura apropiados durante el diseño y construcción del molino.
- Construir un molino de bolas tipo Atritor para apoyar la labor investigativa de la Universidad Autónoma de Occidente en el área de materiales compuestos producidos por medio de la técnica de aleación mecánica.
- Ampliar el ejercicio investigativo del grupo Ciencia e Ingeniería de Materiales.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El diseño y construcción del molino de bolas tipo Atritor surge de la necesidad de producir materiales compuestos mediante la técnica de aleamiento mecánico; uno de los materiales que se pretende obtener es el Carburo de Titanio, partiendo de polvos de Dióxido de Titanio y Grafito. Este tema representa una innovación teniendo en cuenta que en el análisis del estado del arte se encontró, que este material no ha sido obtenido por Aleamiento Mecánico a partir de los polvos anteriormente mencionados.

En este trabajo se pretende rediseñar y construir un molino de bolas tipo Atritor que permita realizar el proceso de aleación mecánica del carburo de titanio. Para el rediseño y posterior construcción se partió del diseño presentado por F. Botero*. La concepción de este tipo de molinos también es una innovación a nivel de Sur América ya que pocas Instituciones cuentan con este equipo.

Como valor agregado a la obtención de carburos de titanio, el grupo Ciencia e Ingeniería de Materiales quiere aportar en la elaboración de nuevo conocimiento, en el área de pulvimetalurgia y materiales compuestos, ya que en el molino de bolas tipo Atritor se pueden obtener diferentes tipos de materiales compuestos y aleaciones que tienen aplicación en la solución de problemas a nivel industrial.

Partiendo de la revisión de la tesis titulada “Diseño de un Molino de Bolas tipo Atritor” realizada por el ingeniero Filiberto Botero; la pregunta principal que este proyecto pretende resolver es:

¿Se puede rediseñar y construir un molino de bolas tipo Atritor a escala de laboratorio con la tecnología local, de manera eficiente y rentable para obtener materiales compuestos como carburo de Titanio a partir del dióxido de titanio y grafito por Aleamiento Mecánico?

* Basado en el trabajo de grado “Diseño de un Molino de Bolas tipo Atritor” presentado por el Ing. Filiberto Botero Arango en el año 2005.

3. JUSTIFICACION

La síntesis de carburos se obtiene a partir de la molienda de polvos de un determinado metal con polvos de grafito, de esta manera se ha obtenido SiC, TiC, WC, ZrC, VC, MoC, Cr₃C₂, Fe₃C, Fe₇C₃, Al₄C₃, también se han obtenido siliciuros y otros tipos de carburos como Fe₂C².

Con el rediseño y construcción de un molino de bolas tipo Atritor, además de producir estos compuestos a bajo costo, se pretende promover el desarrollo de tecnología propia de alta calidad y con cierta independencia con respecto a países desarrollados. El equipo de laboratorio que se desarrolló, es la base para iniciar el desarrollo de materiales compuestos en Universidad Autónoma de Occidente, con servicios novedosos y útiles para la región y el país, ya que cualquier esfuerzo por minimizar el desgaste de los materiales, aumentar su resistencia mecánica y su resistencia a la corrosión es de indiscutible importancia.

²PALMA, Rodrigo; SEPÚLVEDA, Aquiles; LÖBEL, Tomás; NÚÑEZ, Leonel; ZÚÑIGA, Alejandro; RAMÍREZ, Christian. Nuevos métodos de fabricación mediante tecnologías de Polvos [en línea]. Santiago de Chile: Universidad de Chile, 1999. [Consultado 01 de Julio de 2006]. Disponible en Internet: http://cabierta.uchile.cl/revista/12/articulos/12_6/index.html.

4. FUNDAMENTOS DE LA ALEACION MECANICA

4.1. HISTORIA

A inicios de los años 60 con el advenimiento de una nueva era en el desarrollo de los campos aeronáutico, espacial y de máquinas con componentes de prestaciones superiores como elevada rigidez, resistencia y poco peso, se hizo evidente además de una nueva metodología en la concepción del diseño en ingeniería, la utilización de materiales con propiedades mecánicas y físicas inesperadas.

La meta en ese entonces era obtener materiales que mantuvieran su resistencia a elevada temperatura y que ofrecieran un comportamiento adecuado, con propiedades de distintos materiales conocidos. Una opción para solucionar el problema eran las aleaciones convencionales que se manufacturaban con materiales fundidos, pero estas no cumplían con los requerimientos completamente, además presentaban problemas como: lidiar con diversos puntos de fusión, solubilidad incompleta, contaminación de agentes indeseados, los costos de fabricación, consumo de energía, y daños del medio ambiente. Con este problema planteado, los laboratorios de investigación en nuevos materiales, no tuvieron mas remedio que experimentar y volcar todo el esfuerzo en realizar desde cero un método que produjera aleaciones y materiales compuestos que no generaran los problemas que presentaban los materiales conocidos hasta entonces, es así como nació una técnica conocida hoy como aleación mecánica, que prometió soluciones brillantes al inconveniente³.

La aleación mecánica se basa en la técnica de atomización comúnmente utilizada para producir partículas de polvo a partir de materiales elementales útiles en la industria. Este proceso motivó el desarrollo de las tareas investigativas en la técnica de molienda con bolas, que se inició con la obtención de compuestos de alta dureza, como carburo de tungsteno, aleados con fases mas blandas de cobalto o níquel, la evidencia experimental de que pequeñas partículas de metal podían ser fracturadas sometiénolas a deformaciones plásticas repetitivas potenció el descubrimiento⁴.

En los años 60's en el laboratorio de investigación INCO's Paul D. Merica se obtuvo exitosamente una aleación de aluminio gráfico a partir de partículas de níquel alojadas en grafito, estas partículas aleadas de grafito-níquel fueron

³ MAN ON LAI, Lila. Mechanical alloying. Massachusetts: Kluwer Academic Publishers, 1998. p.1-5.

⁴Ibid., p. 1-2.

inyectadas en aluminio fundido usando la técnica sparging con gas inerte argón, de mostrando que el proceso para obtener nuevos materiales era factible.

El precursor del novedoso método fue John S. Benjamín, que en los inicios se esforzó por desarrollar aleaciones de base níquel para máquinas como turbinas de gas, y otras máquinas resistentes al calor⁵.

John Benjamín notó las siguientes características para la realización del novedoso proceso:

- Se podría partir de una mezcla de polvos elementales o prealeados.
- Imprimir a los polvos alta energía de molienda para favorecer la deformación plástica requerida para unir las partículas de polvo.
- Generar un proceso de continua soldadura y fractura en frío que refinaría la estructura interna de la aleación.
- Se eliminaría el uso de agentes de inoculantes que podrían contaminar los polvos.

En la mayoría de la investigación que se llevó a cabo en los laboratorios entre 1965 y 1973 se realizaron ensayos a pequeña escala para encontrar nuevas aleaciones para partes de máquinas que iban a estar sometidas a altas temperaturas. Las aplicaciones en la etapa temprana de investigación de la técnica estuvieron limitadas principalmente a aleaciones endurecidas por dispersión. Ejemplos típicos de uso son las superaleaciones y las aleaciones con base en aluminio. Hacia los 80's se dio crédito al proceso como una herramienta efectiva para la formación de fases amorfas y aleaciones fuera de equilibrio, argumentado por la obtención de compuestos de Y-Co, Ni-Nb en 1981 y 1983 respectivamente. A partir de 1985 se han llevado a cabo numerosas investigaciones en sintetización de gran variedad de aleaciones con fases estables y metaestables incluyendo: soluciones sólidas supersaturadas, fases intermedias cristalinas y cuasicristalinas, aleaciones amorfas y de estructura nanocristalina.

Adicionalmente se reconoció la posibilidad de obtener aleaciones por medio de un proceso conocido como molienda reactiva que involucra reacciones químicas en simultaneo con la aleación mecánica, así se abrió un campo para la mecano química. En los años 90's se ha hecho énfasis en desarrollar técnicas de modelamiento matemático y la obtención de compuestos extraduros como

⁵ SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. En: Progress in Materials Science. Vol. 1, No. 1 (2001); p. 6-7.

nitruros, boruros, carburos y óxidos con aplicación en componentes sometidos a desgaste agresivo⁶.

Debido a estos excelentes atributos, esta simple, pero efectiva técnica ha sido aplicada para procesar metales, cerámicos, polímeros, y materiales compuestos. En las tablas 1 y 2 se pueden apreciar las cualidades del aleamiento mecánico y una breve descripción cronológica del desarrollo de la técnica.

Tabla 1. Descripción de las ventajas de la aleación mecánica.

Producción de dispersiones finas de una segunda fase (usualmente óxidos).
Extensión de los límites de la solubilidad sólida.
Refinamiento del tamaño de grano a dimensiones nanométricas.
Síntesis de novedosas fases cristalinas y cuasicristalinas.
Desarrollo de fases amorfas (vítreas).
Posibilidad de inducir desorden en la estructura cristalina de compuestos intermetálicos.
Inducción de reacciones químicas a baja temperatura
Reproducción a gran escala de los resultados obtenidos en laboratorio

Fuente: SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. En: Progress in Materials Science. Vol. 1, No. 1 (2001); p. 8.

Tabla 2. Acontecimientos importantes en el desarrollo de la técnica.

Desarrollo de las aleaciones base níquel ODS	1966
Amorfización de aleaciones intermetálicas	1981
Desorden inducido en compuestos cristalinos	1982
Amorfización de polvos elementales premezclados	1983
Síntesis de fases nanocristalinas	1987/88
Ocurrencia de reacciones de desplazamiento	1989
Síntesis de fases cuasicristalinas	1989

Fuente: SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. En: Progress in Materials Science. Vol. 1, No. 1 (2001); p. 8.

⁶Ibid., p. 6-8.

4.2. APLICACIONES DE LA ALEACION MECANICA

La técnica Aleación Mecánica MA es apta para producir gran variedad de materiales. La razón mas importante del descubrimiento y desarrollo de la aleación mecánica fue la producción de materiales reforzados por dispersión de óxido (ODS), ejemplos de estos son superaleaciones con base níquel y hierro en las cuales finas partículas de Y_2O_3 o ThO_2 son uniformemente dispersas.

A mediados de los 80's, se descubrió que la aleación mecánica es un proceso que permite conseguir aleaciones que no son fáciles de obtener por medio de métodos convencionales, de elementos que son inmiscibles bajo condiciones de equilibrio. Algunas investigaciones revelaron que era posible sintetizar fases metaestables como soluciones sólidas supersaturadas, fases intermedias fuera de equilibrio cristalino y cuasicristalinas y aleaciones amorfas. Además de lo anterior, se obtuvieron nanoestructuras con tamaños de granos muy pequeños, con dimensiones menores a 100nm.

Estas fases metaestables tienen interesantes combinaciones de propiedades físicas, mecánicas, y químicas lo que provocó gran cantidad de investigaciones en el tema. Los materiales mecánicamente aleados (incluyendo aquellos sintetizados mediante mecanoquímica y activación mecánica de sólidos), tienen aplicación en la industria. Las aplicaciones incluyen: materiales avanzados (materiales magnéticos, superconductores, cerámicos), intermetálicos, nanocompuestos, catalizadores, compuestos para procesamiento de alimentos, almacenamiento de alimentos, y producción de fertilizantes; pero las mayores ventajas de utilizar materiales mecánicamente aleados las encuentran las industrias en las áreas de: procesamiento térmico, procesamiento de vidrios, producción de energía, aeroespacial y otras. Todas las aplicaciones descritas están basadas en la aplicación de materiales endurecidos por dispersión con base níquel, hierro, aluminio y magnesio.

Las aleaciones endurecidas por dispersión ODS son muy resistentes tanto a temperatura ambiente como a elevadas temperaturas. La conservación de la resistencia a elevadas temperaturas se debe a más de un mecanismo: Primero, la dispersión uniforme (con un espacio del orden de 100nm) de partículas de óxido muy finas (5-50 nm, comúnmente usadas Y_2O_3 (yttria), ThO_2 (thoria), y La_2O_3 (Lanthana)), que son estables a alta temperatura, inhiben el movimiento de las dislocaciones en la matriz del metal e incrementan la resistencia de la aleación al creep. La otra función de las partículas en dispersión es restringir el proceso de recristalización. Segundo, la distribución homogénea de los elementos de aleación durante MA da como resultados soluciones sólidas reforzadas y aleaciones endurecidas por precipitación que brindan mayor estabilidad a elevada temperatura y propiedades superiores.

Otra característica de los materiales obtenidos de la aleación mecánica es su resistencia a la corrosión en caliente y oxidación, el mejoramiento en estas propiedades se debe a la distribución homogénea de los elementos de aleación y mejoramiento en la adherencia interna del material⁷.

La tabla 3 muestra una recopilación hecha a partir de literatura existente, en donde se muestra un resumen de las aleaciones que se pueden conseguir, sus características, ventajas, y aplicaciones, allí se puede observar la versatilidad y pertinencia del uso de estos compuestos en situaciones donde se requiera un comportamiento específico que es muy difícil de conseguir con aleaciones convencionales.

⁷ Ibid., p. 150-152.

Tabla 3. Descripción y aplicaciones de aleaciones mecánicas comercializadas.

Aleación	Nro	Características	Ventajas	Aplicaciones
Base Níquel	MA754	Se obtienen por dispersión de óxidos.	Incremento del esfuerzo de ruptura. Incremento en resistencia al creep. Buena resistencia a la fatiga térmica.	Alabes y componentes de turbinas de gas. Laminas para uso en atmósferas Corrosivas.
	MA758	Variación del contenido de cromo.	Incremento de resistencia a corrosión.	Industria vidriera, inyección de vidrio Componentes de motores de combustión. Hornos de lecho fluidizado.
	MA6000	Reforzamiento por dispersión. Granos de orientación preferencial.	Buenas propiedades a alta temperatura. Incremento de resistencia a la fatiga térmica.	Alabes primarios y secundarios de turbinas de gas.
Base Hierro	MA956	Dispersión de Cr, Al, Ti, Mo.	Buenas propiedades a alta temperatura Resistencia a la oxidación, carburización y corrosión en caliente.	Cámaras de combustión, calderas y turbinas. Reducción en peso, en aplicaciones comunes. Rodillos, platos, laminas anticorrosivos Manufactura de Acero, procesamiento de vidrio, depósitos nucleares.
Base Aluminio	Incomap AL9052 Incomap AL 905XL	Dispersión de Mg, Li, C, O. Introducción de Agentes de control del proceso MA, que estimulan la Formación de carburos.	Facilidad de tratamiento térmico por Envejecimiento. Buena tenacidad a la fractura Incremento de la resistencia del material hasta un 50% o mas, Buena resistencia a fatiga y corrosión bajo esfuerzo.	Componentes de aviones, naves espaciales. Componentes bajo trabajo en atmósferas súper corrosivas (marinas). Maquinas superligeras, bicicletas y autos de competencia.
Base Magnesio		Dispersión de Fe, Cu, C, T	Peso ligero. Absorción de hidrogeno.	Calefacción. Generación de calor. Celdas de combustible.
Carburos	TiC Fe-SiC SiC CW	Creación de compuestos metal-cerámicos. y reforzamiento por dispersión de cerámicos en la matriz Metálica.	Superresistencia al desgaste, temperatura y corrosión.	Herramientas de corte. Troqueladoras. Perforadores petroleros. Elementos abrasivos, discos de corte,

Fuente: SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. En: Progress in Materials Science. Vol. 1, No. 1 (2001); p. 152-159.

5. CLASES DE MOLINOS

La aleación mecánica es un proceso de reducción de tamaño de partículas de elementos diversos y creación de soluciones sólidas de los mismos. Inicialmente se tienen polvos de los materiales a alear, estos se premezclan, luego son introducidos en un tazón o recipiente adecuado junto con bolas rígidas de acero, cerámica o polímero, después se pone en movimiento el contenido del tazón, ya sea induciendo el movimiento del recipiente o por medio de un agitador dentro de él, la energía de entrada es transferida a las bolas y éstas por medio de colisiones provocan la continua soldadura y fractura en frío de los polvos elementales para finalmente crear la aleación ⁸.

La forma en que se obtiene la aleación depende del equipo que se utilice para ello, esencialmente el proceso interno de aleamiento mecánico siempre es el mismo, soldadura y fractura continua de las partículas de polvos, por medio de bolas y alta energía entregada a éstas. La manera como se induce la energía en las bolas es una característica única de cada molino utilizado, a continuación se presenta una breve descripción de los mismos.

5.1. MOLINO PLANETARIO

La morfología básica de este tipo de molino se muestra en la Figura 1a, consta de una tabla rotatoria que soporta dos o cuatro recipientes de molienda de libre rotación, su funcionamiento consiste en hacer girar la tabla principal en un sentido, normalmente en el sentido de las manecillas del reloj, mientras los recipientes de molienda giran en sentido opuesto como se puede apreciar en la Figura 1b. La velocidad angular de la tabla principal puede ser controlada, en tanto que la velocidad de las jarras depende de ésta, aunque recientemente se han desarrollado molinos planetarios que presentan control independiente en la velocidad angular de cada uno de los tazones.

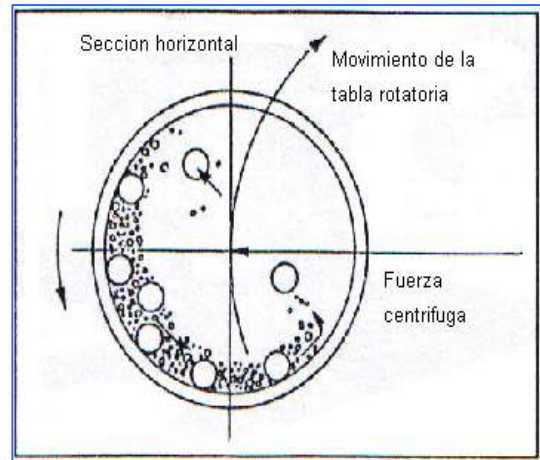
La aleación mecánica en el molino planetario se produce por dos tipos de fuerzas, de impacto y fricción, ambas generadas entre las bolas y las paredes del recipiente que las contiene como consecuencia de la alta carga centrípeta y centrífuga que es proporcional a la velocidad de giro manipulada.

⁸ MAN ON LAI, Op. cit., p. 11.

Figura 1. Imágenes del molino planetario: a) Fotografía, b) Esquema de movimiento.



a.



b.

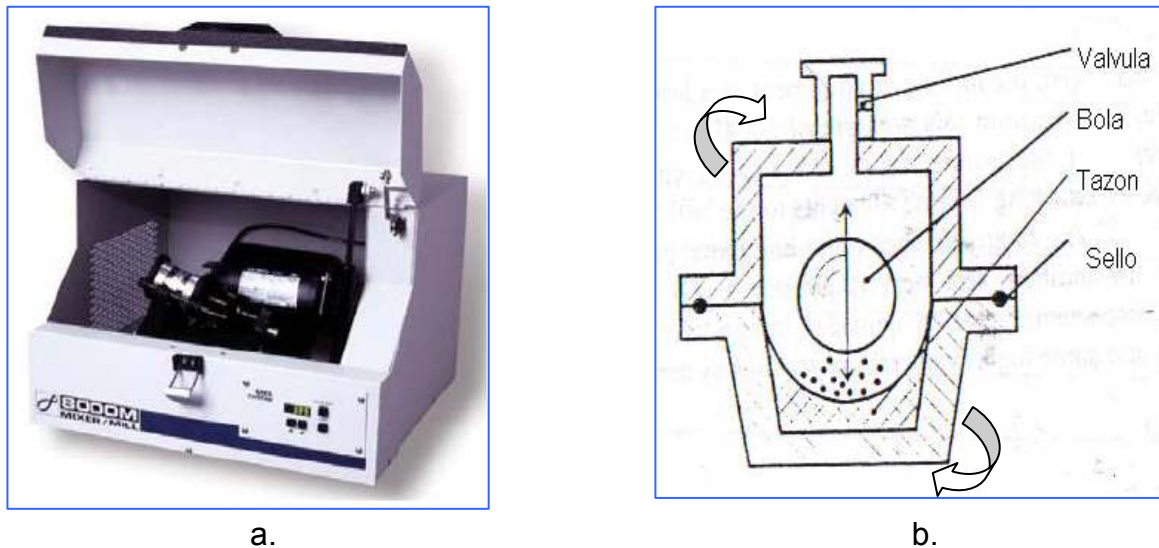
Fuente: Eurolabor: Catálogo de productos [en línea]. Buenos Aires: Eurolabor, 2006. [Consultado 20 de Octubre de 2006]. Disponible en internet: http://www.eurolabor.com.ar/euro/fritsch/fritsch_catalogo.htm&h=124&w=124&sz=3&hl=es&start=4&tbnid=Qa7ilxXDhfowAM:&tbnh=90&tbnw=90&prev=/images%3Fq%3Dmolino%2Bplanetario%2B%26gbv%3D2%26svnum%3D10%26hl%3Des.

5.2. MOLINO VIBRATORIO

En la figura 2a se muestra la imagen de un molino vibratorio, este tipo de molino es usado para procesar pequeñas cantidades de polvos entre 10 y 20 g, y se emplea principalmente para propósitos investigativos. Este molino está compuesto por un tazón donde se introducen los polvos y bolas de molienda, el tazón es sellado herméticamente y sacudido hacia atrás, adelante y con un leve movimiento de rotación oscilatorio de los extremos haciendo que este describa una figura de "8", tal como se enseña en la Figura 2b.

En cada ciclo del movimiento las bolas chocan entre sí, los polvos y paredes del tazón, mezclando y aleando los materiales, la amplitud del movimiento puede llegar a ser de 5cm y la frecuencia de oscilación 1200 Hz, esos factores producen velocidades en las bolas de 5m/s y una frecuencia de impacto elevada por lo que son los molinos de mas alta energía y de menor tiempo requerido para la consecución de la aleación.

Figura 2. Imágenes de un molino vibratorio: a) Fotografía, b) Esquema de movimiento.



Fuente: Lavallab: Products [en línea]. Toronto: Lavallab, 2006. [Consultado 5 de Mayo de 2006]. Disponible en Internet: <http://www.lavallab.com/images/pulverisette13.jpg>.

5.3. MOLINO ATRITOR

La trituración mecánica es un proceso muy versátil y fue el primer método para la síntesis de la aleación mecánica, en 1970 se comenzó a usar para la generación de nuevos materiales y desde entonces a sido una herramienta frecuentemente usada para el desarrollo de procesos de aleación fuera del equilibrio que dan como resultado materiales en estado sólido con solubilidad total, aleaciones intermetálicas, cerámicas, amorfas y compuestos. Actualmente se usa para obtener productos en cantidades a escala de laboratorio e industrial⁹. Como se puede apreciar en la Figura 3, un eje central dispuesto con paletas conocido como agitador, se introduce en un tazón donde están dispuestos los elementos moledores y polvos elementales, por medio del agitador se entrega la energía rotacional de entrada que es transferida a la bolas y convertida en energía de impacto, fricción y calor, de esta manera las partículas de material son deformadas, soldadas y fracturadas. Comúnmente el proceso se realiza sin la necesidad de una fuente externa de calor por lo que es designado como un proceso de aleación en frío.

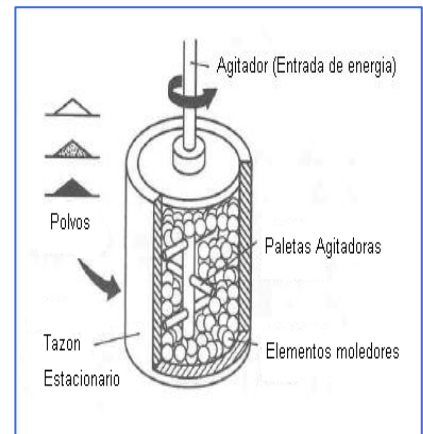
⁹ Ibid., p.18-20.

El proceso elemental de aleación mecánica puede modificarse implementando: control de temperatura (calefacción o refrigeración), control de atmósfera de molienda (haciendo vacío en el tazón ó introduciendo gases inertes ó agentes de control del proceso). Esas modificaciones tienen como objetivo cambiar las características principales de la aleación que se quiera obtener. Las principales características de funcionamiento de este tipo de molino son las siguientes¹⁰:

Figura 3. Imágenes de un molino Atritor: a) Fotografía, b) Esquema de movimiento.



a.



b.

Fuente: Union Process: Product Catalog [en línea]. Akron, Ohio: Union Process, 2005. [Consultado 5 de Abril de 2005]. Disponible en Internet: <http://www.unionprocess.com/drybatlab.html&h=216&w=214&sz=16&hl=es&Stara=6&tbnid=AjguXEBwyEanUM:&tbnh=107&tbnw=106&prev=/images%3Fq%3Dattritor%2B%26gbv%3D2%26svnum%3D10%26hl%3Des%26sa%3DG>.

- **Control de la atmósfera de molienda:** El molino Atritor presenta facilidad en el control de la atmósfera molienda, al igual que en los demás tipos de molinos, se necesita solo de un par de válvulas que permitan, ya sea hacer vacío ó introducir algún tipo de gas protector antes de realizar el proceso, el objeto de esto es proteger la aleación de oxidación, corrosión ó propiciar algún tipo de reacción química con gases como nitrógeno.
- **Relación de peso bolas/polvo:** Esta variable es muy importante porque de ella dependen otras variables de interés, como: Cantidad de producto que se pueda obtener, tiempo de molienda y temperatura de molienda; aunque estos también dependen de los tipos de materiales que se procesen y la velocidad de funcionamiento del equipo. En los molinos tipo Atritor se pueden manejar desde

¹⁰Ibid., p. 23-46.

pequeñas relaciones, a escala de laboratorio, hasta relaciones muy grandes para producciones industriales, por lo que es una variable muy flexible.

- **Agentes de control del proceso:** Esta característica es similar a la primera, es fácil de manipular en cualquier tipo de molino, los agentes de control como por ejemplo, Benceno, basta con introducirlos antes de comenzar el proceso, y sirven para equilibrar la razón de fractura y soldadura de las partículas de polvos.
- **Intensidad de molienda:** La intensidad de molienda se afecta directamente por la velocidad que pueden alcanzar los medios moledores cuando la fuente de energía externa los impulsa, se estima por medio de la energía que puede transferirse desde las bolas a los polvos, pero también es función de la masa de los elementos moledores, y su cantidad, por tanto de la frecuencia de impacto y la cantidad de fricción generada durante el proceso, esa energía aparte de ser transferida a la mezcla también se convierte en calor. Algunas veces la cantidad de calor generado es favorable, ejemplos típicos son, la molienda reactiva, y procesos donde la difusión atómica de los componentes es un factor importante.

Tabla 4. Comparación de variables del proceso controladas en cada uno de los molinos.

	Tipo de molino		
Características	Atritor	Vibratorio	Planetario
<i>Velocidad de molienda</i>	4	5	5
<i>Tiempo de molienda</i>	3	5	4
<i>Temperatura de molienda</i>	3	5	3
<i>Relación de masa bolas/polvos</i>	5	2	3
<i>Control sobre el proceso</i>	5	3	3
<i>Mantenimiento</i>	4	2	3
<i>Costo</i>	5	2	3

Fuente: GRUESO CASTILLO, Jorge Mario; HERRERA MUÑOZ, Diego Fernando. Diseño y construcción de un molino de bolas de alta energía y alta capacidad. Santiago de Cali, 2005. p. 43. Trabajo de grado (Ingeniero mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías.

La intensidad de molienda en los molinos tipo Atritor a escala de laboratorio es comparable con la del molino planetario pero la mayor energía de molienda es entregada por los molinos tipo vibratorio, su control en un molino Atritor es de fácil realización y se hace directamente por medio de un variador de frecuencia

conectado al motor que impulsa el eje agitador. En la tabla 4 se muestra una breve comparación del nivel de control que se puede ejercer sobre las variables descritas anteriormente en cada uno de los molinos.

La tabla 4 muestra una comparación de las variables, calificadas de 1 a 5, siendo 1 la mas baja calificación, que se pueden controlar en determinado tipo de molino durante la aleación mecánica y una valoración sobre cada una de ellas, debe ser claro que los principales tipos de molinos son efectivos en la consecución de aleación mecánica, las diferencias principales radican en el grado de control que se puede ejercer sobre los procesos, facilidad de construcción, capacidad y tiempos del proceso.

6. DISEÑO PREVIO

Antes de comenzar el desarrollo de las tareas realizadas en este trabajo fue necesario hacer una revisión de las metas alcanzadas en la tesis sobre la que se fundamenta el presente proyecto.

En la tesis predecesora se abarcaron los siguientes objetivos:

- Determinación de capacidad del molino, lo cual incluye:
 - Determinación de la cantidad de material a moler.
 - Determinación del tamaño y cantidad de bolas a emplear.
- Diseño del tazón de molienda.
- Diseño del sistema de refrigeración, lo cual incluye:
 - Selección de los accesorios del sistema.
 - Diseño de la cámara de refrigeración.
- Diseño del agitador.
- Selección del motor a utilizar.
- Diseño del sistema para mantener el vacío, lo cual incluye:
 - Selección del sello del eje.
 - Selección del acople entre el eje del motor y el eje agitador (impulsor).
 - Selección de sellos.
- Selección de sistema para controlar la velocidad del motor.
- Selección de materiales para la construcción de las piezas diseñadas.

Se realizó un análisis profundo de los planos correspondientes del diseño previo, concluyendo que debía realizarse el rediseño de algunos componentes, agregar funciones al equipo y diseñar en detalle los sistemas de refrigeración, vacío, y eléctrico. Estos cambios fueron efectuados debido a:

- La necesidad de agregar funciones que no fueron previstas durante el diseño inicial, y con ello la inclusión de nuevos componentes que debían diseñarse o seleccionarse.

- Al adicionar componentes al equipo, fue necesaria una redistribución de los sistemas de molienda, hidráulico, regulación de presión y temperatura y eléctrico.
- Debido a que el presente proyecto concluía con la construcción y puesta a punto del equipo, hubo la necesidad entrar a complementar el diseño y la selección de componentes comerciales de forma detallada.

Los cambios en el diseño del equipo incluyeron los siguientes componentes y sistemas:

- **Determinación de capacidad del molino:** En el diseño inicial la capacidad del molino se determinó teniendo en cuenta la geometría interna del tazón de molienda, la tapa de éste, y el agitador, pero en el rediseño se decidió implementar el método de molienda reactiva. Debido a lo anterior la geometría de la tapa, que en el diseño previo era plana, ahora es torisférica, para de esta manera obtener una geometría confiable en cuanto a los esfuerzos de trabajo ocasionados por presión interna en el tazón. De acuerdo a lo anterior la capacidad del molino debió ser modificada.
- **Diseño del tazón de molienda:** Se rediseño el tazón para trabajar en condiciones críticas:
 - Recipiente trabajando en atmósfera presurizada, $P= 250$ Psig y temperatura, $T= 350^{\circ}\text{C}$.
 - Recipiente trabajando en atmósfera de vacío, $P= 1.47 \times 10^{-5}$ Psia y temperatura, $T=25^{\circ}\text{C}$ (refrigerado).

Además se incluyeron cambios geométricos, como la inclusión de un punto de apoyo para el eje agitador, y las asas para facilitar su transporte y manipulación.

- **Diseño del sistema de refrigeración:** Previamente se hicieron cálculos de transferencia de calor para la refrigeración del tazón de molienda y realizaron estimaciones preeliminares de componentes necesarios para la red hidráulica. En el sistema de refrigeración rediseñado se incluyó la refrigeración del sello mecánico que esta ajustado en el eje del agitador y que permite mantener la presión dentro del tazón de molienda, además se seleccionaron componentes como la motobomba, empaquetaduras, y accesorios, así como la distribución de la red hidráulica. También se calculó la geometría adecuada para los siguientes componentes:
 - Cámara de refrigeración.

- Cámara de refrigeración del sello mecánico.
- **Diseño del agitador:** Debido a que la potencia y velocidad de funcionamiento del molino fueron modificadas, fue necesario recalcular la geometría de todos los componentes del agitador, además de esto la inclusión del sello mecánico, con su cámara de refrigeración, rodamiento y buje, fueron motivo para redimensionar todo el agitador y sus aditamentos.
- **Selección del motor:** Tanto la potencia como la velocidad angular del motor que suministra la energía dentro del molino fueron modificadas, esto se debió a la necesidad de adaptación de los requerimientos de funcionamiento de la máquina a productos existentes en el comercio local, además de las exigencias puntuales del proceso de aleación.
- **Diseño del sistema para mantener el vacío:** Los cambios en este punto incluyeron, una reelección del sello mecánico que permite que esta especificación se cumpla, así como el diseño y selección de las empaquetaduras, y ajustes necesarios.
- **Selección de sistema para controlar la velocidad del motor:** El conjunto eléctrico incluye los componentes, necesarios para el correcto funcionamiento del control de tiempo y temperatura del proceso así como el régimen del motoreductor.
- **Selección de materiales para la construcción de las piezas diseñadas:** Como un punto muy importante dentro del diseño y construcción de cualquier máquina, la selección de los materiales fue un punto neurálgico dentro del desarrollo de este trabajo, para la selección de materiales se atendieron los siguientes aspectos:
 - Conveniencia de su utilización dentro de la máquina de acuerdo a los requerimientos del proceso.
 - Facilidad de consecución y costos de obtención en el medio local.
 - Características del material para la construcción: Se tuvo en cuenta la confortabilidad, soldabilidad, maquinabilidad y requerimiento de procesos complementarios como moldeo por fundición ó tratamientos térmicos.

La tabla 5 muestra en resumen una descripción comparativa de las partes diseñadas, las partes adicionadas en este trabajo, la información de la que se dispuso para iniciar con este proyecto. También se describe de manera general todos los elementos que componen el molino Atritor, se incluyó una columna

designada “análisis”, donde se describe si la parte es nueva **N**, rediseñada **R**, o quedó igual a la del diseño original **OK** o debió realizarse algún cambio por construcción **OK⁺**.

Tabla 5. Listado de componentes provenientes del diseño y actuales del molino Atritor.

<i>Partes Pre-diseño</i>	<i>Partes actuales</i>	<i>Análisis</i>
	SISTEMA ESTRUCTURAL	
Mesa	Mesa soporte	OK
Porta cámara	Porta cámara	R
Base del molino	Base soporte	OK+
	Flanche antivibraciones	N
	SISTEMA DE MOLIENDA	
Agitador	Agitador	R
Eje agitador	Eje agitador	R
Aspas de agitación	Aspas de agitación	R
Aspa de agitación inferior	Aspa de agitación inferior	R
	Punto de apoyo inferior	N
Acople	Acople	R
Tapa	Tapa torisférica	R
	Rodamiento	N
	Cámara de refriger. Sello mecánico	N
Tazón de molienda	Tazón de molienda	R
	Buje	N
Cámara de refrigeración tazón	Cámara de refrigeración tazón	R
	Empaques estáticos	N
	SISTEMA HIDRAULICO	
Tanque de almacenamiento	Tanque de almacenamiento	R
Motobomba hidráulica	Motobomba hidráulica	R
	SISTEMA DE PRESION Y TEMPERATURA	
	Manifold	N
	Manovacuómetro	N
	Val. Seguridad	N
	Val. Alivio	N
Sello mecánico	Sello mecánico	R
	Termocupla tipo J	N
	SISTEMA ELECTRICO	
	Tablero de control	N
	Control temperatura	N
	Control de tiempo	N
	Control de velocidad	N
	SISTEMA DE POTENCIA	
Motor	Motoreductor trifásico AC	R
OK	Sin cambio	
N	Nuevo	
R	Rediseño	
OK+	Cambios x Construcción	

7. PROCESO DE LA ALEACION MECANICA

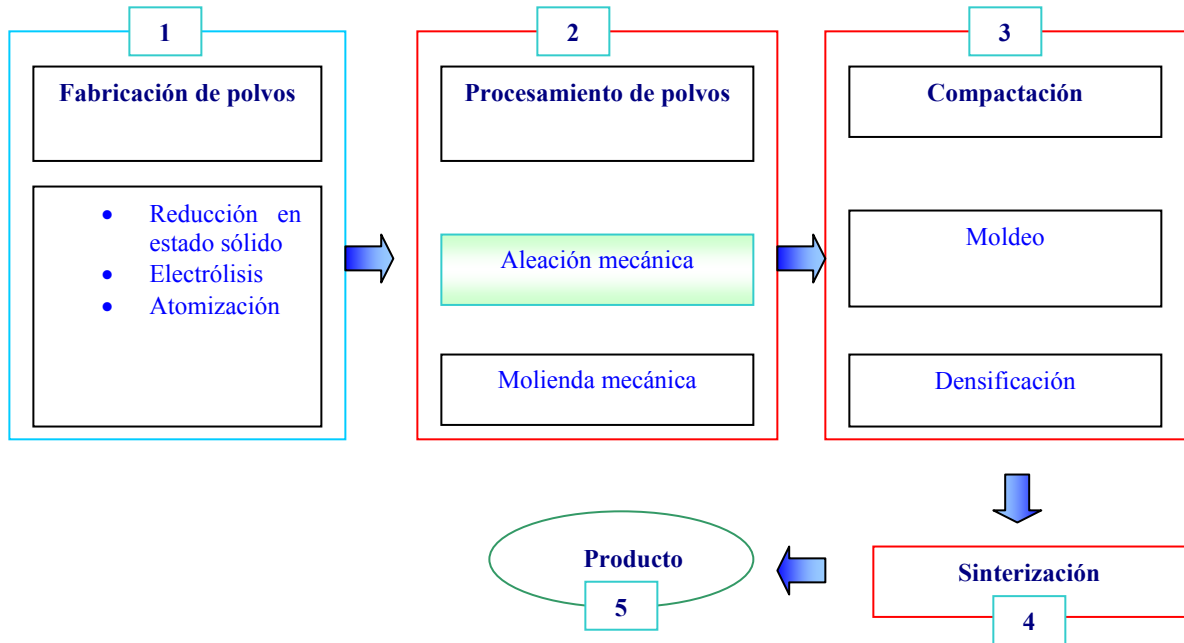
Como ya se explico en los capítulos anteriores, la aleación mecánica es un método desde el punto de vista técnico, muy asequible en su implementación, tan solo se necesita de un molino de bolas en donde se dispone uno ó varios tazones que contienen elementos moledores, comúnmente bolas rígidas metálicas, junto con los polvos de materiales elementales que se desee alear, después de esto se induce energía cinética a las bolas, ya sea rotacional o traslacional, provocando la continua deformación, soldadura y fractura en frío de las partículas del material procesado, dando como resultado la aleación requerida.

Existen requerimientos que deben cumplirse antes, durante y después de la aleación mecánica con el fin de obtener productos útiles en cualquier aplicación posterior, estos requerimientos deben ser tenidos en cuenta en el momento de hacer la proyección del proceso, en el presente trabajo se requiere construir un molino de bolas tipo Atritor, por lo tanto, antes de comenzar con la revisión del diseño, y planificación de la construcción se hizo una síntesis del proceso completo para comenzar a esclarecer los requisitos técnicos que implica el desarrollo del molino.

El procesamiento de materiales por métodos pulvimetalúrgicos, es una técnica mediante la cual se obtiene una mayor cantidad de productos que por medio del aleamiento mecánico pero de propiedades similares a los producidos por métodos convencionales¹¹, se puede entender que la aleación mecánica es un método realmente novedoso y útil, pero hace parte de una cadena que debe cumplirse con el fin de producir muestras aptas para la investigación en el área de desarrollo de nuevos materiales, ver Figura. 4.

¹¹ ENTREVISTA con Héctor Sánchez Sthepa, Director de la escuela de ingeniería de materiales Universidad del Valle, Santiago de Cali, 5 de Junio de 2006.

Figura 4. Esquema de proceso de producción pulvimetalúrgico. El presente trabajo se centra en la construcción del equipo para la obtención de aleación mecánica.

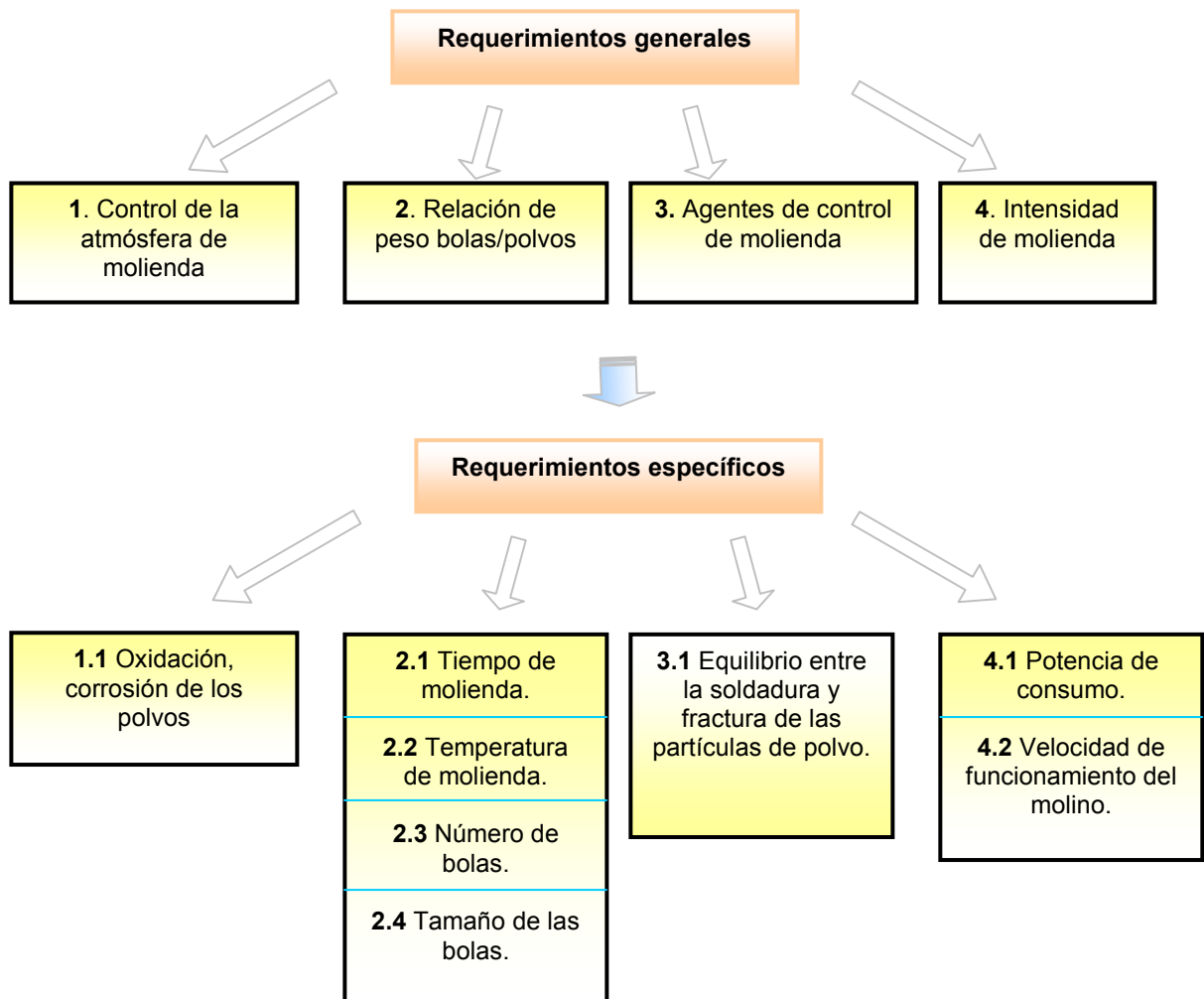


En la figura 4 Se describe de manera general el proceso de producción pulvimetalúrgico, el interés de este proyecto se centra en el punto número 2, mas exactamente en la construcción de un molino tipo Atritor para el procesamiento de polvos por medio de la técnica de aleación mecánica.

Recordado lo mencionado en el numeral 6.3, existen requerimientos generales en el funcionamiento de cualquier molino, a saber: Control de la atmósfera de molienda, relación de peso bolas/polvos, implementación de agentes de control de molienda, e intensidad de molienda. Esas pautas generales traen consigo otros requerimientos específicos importantes, como: prevención de oxidación o corrosión de la aleación, tiempo de procesamiento, temperatura del proceso, número y tamaño de las bolas a usar, control del equilibrio de la soldadura y fractura de las partículas de polvo, potencia y velocidad de funcionamiento del equipo.

La figura 5 esquematiza los requerimientos generales y específicos del equipo, estos requerimientos fueron esenciales para plantear los objetivos ingenieriles finales que se tuvieron en cuenta para el rediseño y construcción del equipo.

Figura 5. Esquema de requerimientos generales y específicos del molino Atritor.



8. CRITERIOS DE REDISEÑO

Para comenzar con la construcción del molino de bolas tipo Atritor, primero se realizó una revisión del diseño anterior basado en sus memorias de cálculo y planos, además de esto se cotejó el diseño previo con las necesidades que la máquina debe cubrir, y a su vez se interpretaron las necesidades como especificaciones ingenieriles, con ese objetivo en mente se realizó la tabla 6 que muestra una relación entre estos dos aspectos.

Tabla 6. Relación de necesidades y especificaciones para el rediseño del molino tipo Atritor.

Necesidad	Especificación	Medida	Unidad
La atmósfera del recipiente de molienda se puede controlar.	Manipulación por medio de válvulas, Admisión y escape, Elementos de control	Presión	Pa
En el molino se puede procesar una cantidad de material suficiente para la obtención de muestras para ensayos posteriores.	Capacidad de trabajo	Volumen	l
La velocidad de funcionamiento del molino es regulable y acorde con las condiciones de la aleación.	Velocidad angular del agitador, dispositivo variador de velocidad	Velocidad áng.	rpm
Durante el proceso puede haber refrigeración del recipiente de molienda.	Extracción de calor	Calor	Joule
La carga y descarga de materiales es cómoda.	Bacheo	Tiempo	min
Los componentes del molino son duraderos.	Resistencia	Esfuerzos	Pa
	Desgaste	Perdida masa	g
El tiempo entre mantenimientos del equipo es amplio y es de fácil realización.	Cantidad de componentes instalación	Cantidad	Und
		Tiempo	h
El equipo permite el monitoreo de la velocidad, temperatura, presión, y tiempo de molienda.	Visualización en tiempo real de, velocidad, temperatura, presión y tiempo		
El equipo se puede construir con materiales y mano de obra locales.	Manufactura, Materiales	Viabilidad	
El costo del equipo es bajo en comparación con el precio actual de molinos comerciales.	Manufactura, Materiales	Costo de Fabricación	\$ Pesos

Una vez analizado el problema se procedió con el rediseño y selección de los elementos necesarios para el funcionamiento de la máquina.

8.1. RELACION DE PESO BOLAS/POLVOS

La capacidad del molino quedó determinada por la carga de polvos y bolas de acero que se deben manipular para generar el proceso de manera apropiada y obtener la cantidad de aleación requerida para posteriores ensayos.

Como se discutió anteriormente una de las especificaciones importantes en el diseño del molino es la relación de peso bolas/polvos, esta relación se seleccionó basado en referencias bibliográficas pertinentes, en donde se estima que para propósitos investigativos una relación de 10:1 hasta 20:1 es suficiente.¹² En este caso se tomó una relación de 10:1 y se determinó que el peso total de los polvos sería de 1 Kg; por lo tanto:

$$\frac{m_{Bolas}}{m_{Polvos}} = \frac{10}{1} \quad (1)$$

Donde m_{Bolas} es la masa total de las bolas incluidas en el proceso y m_{polvos} es la masa de los polvos, resolviendo:

$$m_{Bolas} = 10 \times m_{Polvos}$$

Por lo tanto, $m_{Bolas} = 10Kg$, es la masa requerida de bolas para tener la relación adecuada.

La relación de masa bolas/polvos es adecuada, ya que no induce grandes aumentos de temperatura que serían perjudiciales para los componentes externos del molino. Se espera que el incremento de temperatura sea como máximo de 200 °C¹³, hasta este valor de temperatura no afecta ningún componente del molino, aunque es probable que no se llegue hasta esta temperatura, el molino está diseñado de tal manera que permite modificaciones futuras que incluyan la implementación de resistencias externas que incrementen la temperatura del proceso. El volumen y capacidad definitiva del molino se calcularon por medio de los siguientes puntos:

- Capacidad de trabajo del molino.
- Capacidad total del molino.
- Tamaño y número de bolas.

¹² MAN ON LAI, Op. cit., p. 25.

¹³ BOTERO ARANGO, Filiberto. Diseño de un Molino de bolas tipo atritor. Santiago de Cali, 2004. p. 21. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingeniería.

8.2.1. Capacidad de trabajo del molino. Esta capacidad se refiere a la cantidad de material que debe procesarse en el molino, esta capacidad se calcula teniendo en cuenta la suma de las masas de las bolas y el polvo a moler, el siguiente calculo permitió determinar de manera confiable la dimensión mínima que debe tener el tazón de molienda.

Al empaquetar esferas sólidas en un espacio conocido, aproximadamente un 36% del volumen de ese espacio queda vacío¹⁴, como medio de molienda en este molino se van a utilizar bolas de acero, el peso de los medios moledores es de 10 Kg, para establecer el espacio mínimo se tiene:

$$V_{Bolas} = \frac{m_{Bolas}}{\rho_{Acero}} \quad (2)$$

Donde V_{Bolas} es el volumen ocupado por las bolas, y ρ_{Acero} es la densidad del material del cual están hechas las bolas en este caso $\rho_{Acero} = 7800 \frac{Kg}{m^3}$ y $m_{Bolas} = 10Kg$.

El volumen estimado que ocupan las bolas esta dado por:

$$V_{rBolas} = V_{Bolas} + (0.36 \times V_{Bolas}) \quad (3)$$

Donde V_{rBolas} es el volumen real ocupado por las bolas de acero.

Simplificando y reemplazando la ecuaciones (2) en (3) se obtuvo que el volumen real ocupado por las bolas de acero será igual a:

$$V_{rBolas} = 1.36 \frac{m_{Bolas}}{\rho_{Acero}} \quad (4)$$

Resolviendo, se obtuvo:

$$V_{rBolas} = 1.36 \times \frac{10}{7800} = 1.75 \times 10^{-3} m^3$$

A este volumen real que ocupan las bolas de acero se suma el volumen que ocuparan los polvos elementales a alear, para así determinar satisfactoriamente la capacidad de trabajo del molino:

¹⁴Ibid., p. 19.

$$C_t = V_{rBolas} + V_{Polvos} \quad (5)$$

Donde C_t es la capacidad de trabajo del molino, V_{rBolas} es el volumen real ocupado por las bolas y V_{Polvos} es el volumen ocupado por los polvos.

El volumen de los polvos que se pueden alear se puede generalizar mediante la siguiente formula:

$$V_{Polvos} = x \frac{m}{\rho_a} + (1-x) \frac{m}{\rho_b} \quad (6)$$

En donde: V_{Polvos} es el volumen total de los polvos a alear, x es el porcentaje del primer material, en volumen, m es la masa total de la mezcla, ρ_a es la densidad del primer material, ρ_b es la densidad del segundo material respectivamente.

En el molino se alea carburo de titanio a partir de la mezcla elemental de dióxido de titanio y grafito, se realizaron distintas iteraciones cambiando las concentraciones de ambos elementos para determinar el valor adecuado del volumen de los polvos que se debía sumar al volumen obtenido para las bolas:

Se tomaron los datos de los materiales: Grafito ($\rho_{Grafito} = 2200 \text{ Kg/m}^3$), y titanio ($\rho_{Titanio} = 4500 \text{ Kg/m}^3$).

Tabla 7. Relación de posibles concentraciones y volúmenes a manipular en el molino para una carga total de 1 Kg.

%Peso Grafito	V. polvos (m^3) $\times 10^{-4}$	%Peso Grafito	V. polvos (m^3) $\times 10^{-4}$
5	2.34	55	3.50
10	2.45	60	3.62
15	2.57	65	3.73
20	2.69	70	3.85
25	2.80	75	3.96
30	2.92	80	4.08
35	3.04	85	4.20
40	3.15	90	4.31
45	3.27	95	4.43
50	3.38	100	4.55

De la tabla 7, que es la evaluación de la ecuación (6) se tomó como valor de referencia el volumen correspondiente a 75% de Grafito, este valor se ajusta a

datos obtenidos en pruebas anteriores¹⁵, reemplazando en la ecuación 5, se obtuvo:

$$C_t = 1.75 \times 10^{-3} + 3.96 \times 10^{-4} = 2.14 \times 10^{-3} m^3$$

Que es la capacidad de trabajo estimada, para triturar 1Kg de aleación de Carburo de titanio a partir de Grafito y dióxido de titanio. Teniendo en cuenta la posibilidad de alear a futuro diferentes tipos de aleaciones se tuvo en cuenta un aumento del 5% en la capacidad de trabajo final:

$$C_t = 0.02 \times 0.05 = 2.25 \times 10^{-3} m^3$$

8.2.2. Capacidad total del molino. Para que la aleación mecánica tenga lugar, las bolas de acero deben tener el espacio libre suficiente para moverse y propiciar repetidos impactos y fricción en las paredes del tazón, de acuerdo a las fuentes consultadas, la capacidad total del contenedor de molienda debe ser el doble de la capacidad de trabajo calculada, por lo tanto:

$$C_{tm} = 2 \times C_t = 2 \times 2.25 \times 10^{-3} m^3 \quad (7)$$

Donde C_{tm} es la capacidad total del molino.

Resolviendo la ecuación 7, se obtuvo que la capacidad total del molino debe ser:

$$C_{tm} = 4.5 \times 10^{-3} m^3.$$

8.2.3. Tamaño y número de bolas: El número de las bolas que se usan durante la molienda quedó determinado por la masa total de las mismas, en este caso 10Kg, posteriormente se hizo el análisis de las dimensiones de éstas teniendo en cuenta los siguientes aspectos¹²:

- El tamaño de las bolas tiene influencia directa en la eficiencia de la molienda, generalmente, entre más grande sea el diámetro de la bola más alta es la energía de impacto que se pueda producir durante el proceso y este será corto.
- El tamaño final de las partículas de polvos depende del tamaño de las bolas usadas para alearlos, cuando se usan bolas pequeñas durante un largo tiempo de proceso las partículas de aleación resultantes son también pequeñas.

¹⁵ GONZÁLEZ, Sofia; RENTERIA, Jeisson; ALBA, Nelly; JARAMILLO, Hector. Construcción de un molino tipo atritor y mecano-síntesis de carburos de titanio TiC. En: Construcción de un molino tipo atritor y mecano-síntesis de carburos de titanio. Vol. 1, No. 1 (May. 2005); 5 p.

- Dependiendo del tamaño de las bolas y la velocidad de molienda se pueden formar distintas clases de compuestos, ya sea amorfos para condiciones livianas ó en condiciones severas, alta intensidad de molienda, compuestos cristalinos estables.

- Usar distintos diámetros de bolas incrementa la intensidad de molienda, las diferencias en tamaño considerable, son beneficiosas para la eficiencia del proceso y minimiza el desgaste y contaminación de la aleación por desprendimiento de material de las bolas y el recipiente de molienda.

Se determinó que lo más adecuado era usar diferentes diámetros de bolas, variando desde 5mm hasta 24 mm, para tener una buena eficiencia en el proceso, menos desgaste de los elementos de molienda y así disminuir la contaminación de los polvos, y obtener variedad de aleaciones. Un problema que se puede presentar al usar distintos diámetros de bolas es que se intensifique la energía de fricción e impacto durante el proceso y puedan existir elevaciones bruscas de temperatura, pero este problema se puede solucionar manipulando la velocidad del agitador del molino. La tabla 8 muestra la descripción de los tamaños y cantidades de bolas que se seleccionaron para la ejecución del proceso.

Tabla 8. Tamaño y cantidad de bolas para molino.

<i>Capacidad de trabajo para las bolas 0.00175 m³</i>					
Ítem	Tamaño (mm)	Capacidad (%)	Bolas Nro.	Masa (Kg)	Volumen (m ³)
1	5	2.16	425	0.21	2.8x10 ⁻⁵
2	8	6.76	325	0.67	8.7x10 ⁻⁵
3	10	6.91	170	0.69	8.9x10 ⁻⁵
4	12	10.1	145	1.01	1.31x10 ⁻⁴
5	15	10.2	75	1.02	1.33x10 ⁻⁴
6	20	19.5	60	1.95	2.51x10 ⁻⁴
7	22	21.6	50	2.16	2.79x10 ⁻⁴
8	24	22.4	40	2.24	2.90x10 ⁻⁴
TOTAL		100	1290	10	1.287x10 ⁻³

8.3. CONTROL DE LA ATMOSFERA DE MOLIENDA

El control de la atmósfera de molienda permite proteger los polvos elementales de la oxidación y contaminación de partículas indeseables durante el proceso de aleamiento mecánico, ésta meta se logra aislando el tazón de molienda por medio de sellos estáticos y dinámicos convenientemente seleccionados.

El molino Atritor construido en este proyecto cumple con los siguientes requerimientos en cuanto a control de la atmósfera:

- Brinda la posibilidad de realizar vacío después de introducir los polvos elementales y elementos moledores en el tazón.
- Se puede presurizar con cualquier gas ya sea inerte ó reactivo.
- Uso de agentes de control del proceso de molienda en estado liquido, o sólido para equilibrar los ciclos de soldadura y fractura en frío de la aleación.

El sistema para el control de la atmósfera de molienda cuenta con los siguientes componentes: Empaques estáticos en silicona, sello mecánico con cara dinámica en grafito y estática en cerámica.

La única restricción existente en la selección del material para las empaquetaduras es la reactividad de estas con los elementos que participan en el proceso y la temperatura que se pueda alcanzar, estos detalles que se explicarán en la sección de selección de componentes comerciales para el molino.

8.4. AGENTES DE CONTROL DE PROCESO

Las empaquetaduras usadas para aislar el tazón de molienda de la atmósfera circundante, sirven para hacer sello tanto de gases como líquidos, por lo que es posible introducir agentes de control de proceso. Estos agentes tienen como función principal reducir la tensión superficial de las partículas de los polvos elementales cuando estos son muy dúctiles, y de ésta manera equilibrar los ciclos de fractura y soldadura en frío de las partículas, algo muy importante para que la aleación mecánica tenga lugar.

8.5. INTENSIDAD DE MOLIENDA

La selección de la intensidad de molienda es un requerimiento que es coherente con la relación de peso bolas/polvos, la potencia de funcionamiento del molino y la velocidad de procesamiento de éste. Sin embargo, como se explicó en la sección anterior, se estableció la relación de peso bolas/polvos, por lo tanto para estimar la intensidad de molienda solo es necesario establecer los siguientes parámetros:

- Potencia de funcionamiento del molino.
- Velocidad de funcionamiento del molino.

8.5.1. Potencia de funcionamiento del molino. La potencia de funcionamiento de molinos usados para la reducción de tamaño de materiales, se determina por medio de la tercera ley de molienda de Bond, sin embargo esta brinda resultados satisfactorios para esta variable cuando se trata de cálculos practicados para la proyección de molinos convencionales de volteo de bolas o rodillos para grandes cantidades de producción, que principalmente se utilizan en la industria alimenticia, minera y química, por ejemplo, para la producción de cereales, reducción del tamaño de minerales de hierro, oro, plata y trituración de plásticos¹⁶.

El medio mas conveniente para la selección de la potencia de consumo en un molino tipo Atritor de laboratorio es la realización de ensayos en prototipos especiales, donde se determina la potencia por medio de ensayos específicos. Por ejemplo, se determina el tamaño de las partículas del material en bruto y relación de masa medios moledores/material, se establecen los objetivos finales que se desean obtener, como tamaño de partícula final, y se evalúa, si con el valor de potencia y velocidad entregadas al molino, se cumple con los objetivos establecidos inicialmente. De esta manera quedan determinados los parámetros para posteriormente ser implementados a un mayor rango de operación.

Con base en la tabla 9 extraída del catálogo de la compañía constructora de molinos para fines industriales e investigativos Union Process, se estableció que, de acuerdo con la capacidad del molino calculado en el presente proyecto, el valor de potencia confiable es 3Hp.

¹⁶PERRY, Robert; GREEN, Don; MALONEY, James. Perry Manual del ingeniero Químico: Tomo No. 2. 6 ed. México: McGraw-Hill, 1998. p. 8-13.

Tabla 9. Características de molinos tipo Atritor convencionales de la compañía Unión Process.

Atritor modelo 1-S	Tipo de molino	
	1-S/1	SC/1-SD
Capacidad del molino (l)	5.7	9.5
Capacidad de trabajo (l)	3	4,2
Volumen elementos moledores (Bolas+Agitador) (l)	3.8	5.7
Potencia Estándar (Hp)	2	2
Potencia para medios moledores de WC (Hp)	2	3
Potencia para molienda en seco (Hp)	2	3
Potencia para aleación mecánica (Hp)	3	5
Voltaje (3 Fases) (V)	230/460	230/460
Altura (mm)	1194	1194
Espacio bancada (mm)	711x1270	711x1270
Peso (Kg)	340	386

Fuente: Union Process: Product Catalog [en línea]. Akron, Ohio: Union Process, 2005. [Consultado 5 de Abril de 2005]. Disponible en Internet: <http://www.unionprocess.com/drybatlab.html&h=216&w=14&sz=16&hl=es&start=6&tbnid=AjguXEBwyEanUM:&tbnh=107&tbnw=106&prev=/images%3Fq%3Dattritor%2B%26gbv%3D2%26svnum%3D10%26hl%3Des%26sa%3DG>).

8.5.2. Velocidad de funcionamiento del molino. Uno de los tres aspectos mas influyentes en la intensidad del proceso de aleación, es la velocidad de molienda, es importante controlar este parámetro porque de él dependen las características puntuales de la aleación obtenida, como: Tiempo de molienda, Tipo de material obtenido (cristalino, semicristalino, amorfo ó nanocristalino), y su microdureza ¹⁷.

La velocidad lineal alcanzada por una bola de determinado tamaño sirve para caracterizar la intensidad de molienda, se han realizado estudios con velocidades de 2.5, 3.6, 4.7 y 5.8 m/s , que dan como resultado intensidades catalogadas como 3, 5, 7, y 9 (energías de 14, 29, 49, 76 mJ), respectivamente ¹⁸.

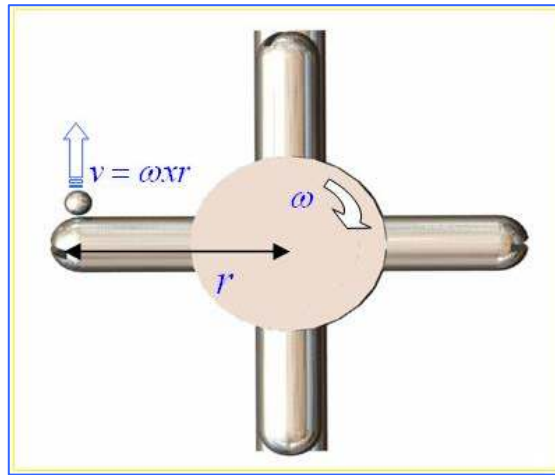
Se ha determinado que la intensidad de molienda mas conveniente para cumplir con objetivos de laboratorio esta en el rango de 5 a 9.

¹⁷MAN ON LAI, Op. cit., p. 42.

¹⁸ Ibid., p. 43.

La velocidad determinada para el funcionamiento del equipo es de 500 *rpm* . Para dicho fin se debe hacer uso de un reductor de velocidad, para limitar la velocidad de salida del motor a ese valor máximo, y un variador de frecuencia vectorial que permita hacer la transición entre los niveles mínimo y máximo de operación.

Figura 6. Esquema para determinar la velocidad aproximada de una bola, Vista superior del agitador, golpeando una de las bolas de acero.



La figura 6 muestra un esquema del agitador del molino Atritor visto en planta, esta muestra la relación matemática usada para obtener los valores de energía cinética de las bolas durante el proceso.

La tabla 10 sirve como guía para determinar la energía que puede llegar a generar cada bola en un impacto, sin tener en cuenta pérdidas por calor, fricción o ruido. Se puede concluir que para las bolas de tamaño 15 y 20 mm se produce una energía de intensidad 5 a 9.

El resto de las bolas introducidas generan un rango de energías más amplio, lo que predice que se podría obtener diferentes microestructuras en las aleaciones procesadas.

Tabla 10. Comparación de energía cinética aproximada producida por cada una de las bolas.

<i>Intensidad de molienda para $\omega = 500 \text{ rpm}$ y $r = 0.04\text{m}$.</i>			
Item	D. bola (mm)	Masa (Kg)	Energía c. (J)
1	5	1×10^{-3}	1.25×10^{-3}
2	8	2×10^{-3}	5.15×10^{-3}
3	10	4×10^{-3}	0,01
4	12	7×10^{-3}	0,02
5	15	0,01	0,03
6	20	0,03	0,08
7	22	0,04	0,1
8	24	0,06	0,13

8.6. PARTES DEL MOLINO

El molino de bolas de alta energía tipo Atritor rediseñado consta de los siguientes sistemas principales:

- Sistema estructural.
- Sistema de molienda.
- Sistema hidráulico de refrigeración.
- Sistema de regulación de presión y temperatura de proceso.
- Sistema eléctrico.
- Sistema de potencia.

Con estos componentes, se garantiza el buen funcionamiento de la máquina y la realización de las tareas especificadas en el inicio. En la tabla 11, se muestran los sistemas mencionados junto con los componentes correspondientes y la respectiva especificación.

Tabla 11. Sistemas, componentes y sus funciones.

Sistema del molino	Componente	Especificación relacionada
	Mesa soporte	
Sistema estructural	Porta cámara	<i>Soporte del molino</i>
	Base soporte	
	Agitador	<i>Relación de masa bolas/polvos</i>
Sistema de molienda	Tapa torisférica	<i>Control atmósfera de molienda</i>
	Tazón	<i>Intensidad de molienda</i>
	Cámara de refrigeración	<i>Agentes de control del proceso</i>
Sistema hidráulico de refrigeración	Tanque de refrigeración	<i>Intensidad de molienda</i>
	Motobomba	<i>Refrigeración del proceso</i>
	Red hidráulica	
	Manifold	
Sistema de regulación de presión y temperatura de proceso	Manovacuómetro	<i>Control atmósfera de molienda</i>
	Val. Alivio	
	Val. Seguridad	
	Termocupla tipo j	<i>Intensidad de molienda, control temp.</i>
	Tablero de control	
	Control temperatura	
Sistema eléctrico	Control tiempo	<i>Control parámetros de molienda</i>
	Control velocidad de proc.	
	Cableado	
Sistema de potencia	Motoreductor trifásico AC	<i>Intensidad de molienda</i>

9. CALCULOS DE DISEÑO

9.1. DISEÑO DE COMPONENTES

9.1.1. Sistema de molienda. Dentro del sistema de molienda se encuentran los componentes necesarios para que una vez introducidas las bolas y polvos elementales en el molino, la aleación se pueda preparar de manera adecuada, los componentes que conforman el sistema de molienda son:

- ➡ **Agitador.**
- ➡ **Tapa torisférica.**
- ➡ **Tazón de molienda.**
- ➡ **Cámara de refrigeración.**

➡ **Agitador.** La función principal del agitador del molino Atritor es transferir la energía rotacional de entrada generada por el motor, a las bolas de acero y polvos contenidos en el tazón de molienda, además este elemento debió diseñarse de manera que su forma permitiera el acople con el eje de salida del motor, punto de apoyo superior (rodamiento), sello mecánico, punto de apoyo inferior (bujes) y la colocación de cada uno de los elementos importantes. El agitador puede considerarse como un subsistema, el cual está compuesto por:

- Eje agitador.
- Aspas de agitación.
- Aspa de agitación inferior.
- Punto de apoyo inferior.
- Acople.
- Cuña- Cuñero.

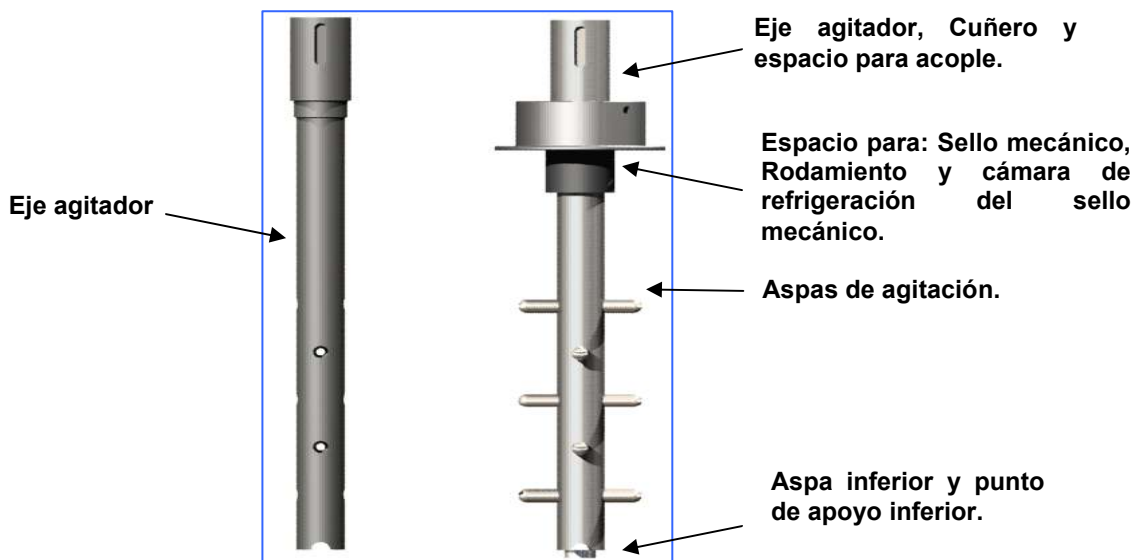
Cada uno de los elementos descritos se diseñaron por medio de métodos analíticos, los cuales se desarrollaron en una secuencia planificada de la siguiente manera:

- Definición de geometría.
- Cálculo de cargas.
- Definición del factor de seguridad.
- Estimación de diagramas de carga axial, cortante y momento.
- Determinación de esfuerzos.
- Estimación de regiones críticas y selección de una teoría de falla adecuada.
- Verificación de la resistencia del material y análisis del factor de seguridad.

● **Eje agitador.** El eje agitador es el componente central del conjunto mencionado, tiene como funciones, soportar todos los componentes del agitador, y transmitir la potencia suministrada por el motor, se diseñó de tal manera que su geometría permita la colocación de los elementos necesarios como el rodamiento y el buje, y el sello mecánico como se ilustra en la figura 7.

● **Definición de geometría.** La geometría establecida que se puede apreciar en la figura 7, muestra como principales rasgos, un escalonamiento en 3 secciones cilíndricas. En la primera sección hay un cuñero cuadrado y una perforación a lo largo de la flecha, esta perforación comienza en la cara del extremo superior del eje y se realiza con el fin de reducir el peso del mismo; a lo largo de la segunda sección existen 5 agujeros roscados que atraviesan totalmente el cuerpo del eje y están orientados a 90° entre uno y otro de manera sucesiva, éstos agujeros sirven para colocar las aspas de agitación. En la parte inferior del eje hay una cavidad semicircular donde se acopla el aspa de agitación inferior y punto de apoyo inferior con la ayuda de un agujero roscado, todos los detalles de este componente se pueden apreciar en el plano N° 0103-0200-02-2-1.

Figura 7. Geometría del eje agitador y agitador con todos sus componentes.



● **Calculo de cargas sobre el elemento.** Durante el funcionamiento del equipo, existen dos efectos sobre el eje agitador, el torque entregado por el motor y la carga por impacto por parte de las bolas agitadas. Para la realización del cálculo de las cargas actuantes sobre el eje del agitador se tuvo en cuenta los datos conocidos presentados en la tabla 12.

Tabla 12. Datos conocidos entregados por las características del motor, para una potencia de 3 Hp, 475 rpm máxima y 198 rpm mínima.

Unidad	Velocidad de giro
(<i>rad / s</i>) min.	20.73
(<i>rad / s</i>) máx.	49.73
	Torque motor
(<i>Nm</i>) máx.	107.89
(<i>Nm</i>) min.	44.98
	Velocidad periférica
(<i>m / s</i>) min.	0.518
(<i>m / s</i>) máx.	1.24

Como se apreció en la tabla 12 existen dos magnitudes para cada dimensión expresada, esto se debe a que durante el proceso de aleamiento el régimen de velocidad angular entregado por el motor eléctrico puede modificarse por medio de un variador de frecuencia electrónico. Las flechas señalan las condiciones críticas para el diseño, teniendo en cuenta que para la condición de menor régimen de velocidad angular, existirá la mayor magnitud de torque, y para el mayor régimen de velocidad angular existirá la mayor velocidad lineal en la periferia de las aspas de agitación. Esos cálculos se realizaron mediante las siguientes formulas:

$$T_{motor} = \frac{P_{motor}}{\omega_{motor}} \quad (8)$$

$$V_{periferica} = R_{aspa} \times \omega_{motor} \quad (9)$$

Donde T_{motor} , es el torque entregado por el motor, P_{motor} es la potencia transmitida desde el motor, ω_{motor} es la velocidad rotacional del motor, $V_{periferica}$ es la velocidad lineal en el extremo de las aspas de agitación, y R_{aspa} es la distancia entre el eje de rotación y el extremo del aspa de agitación.

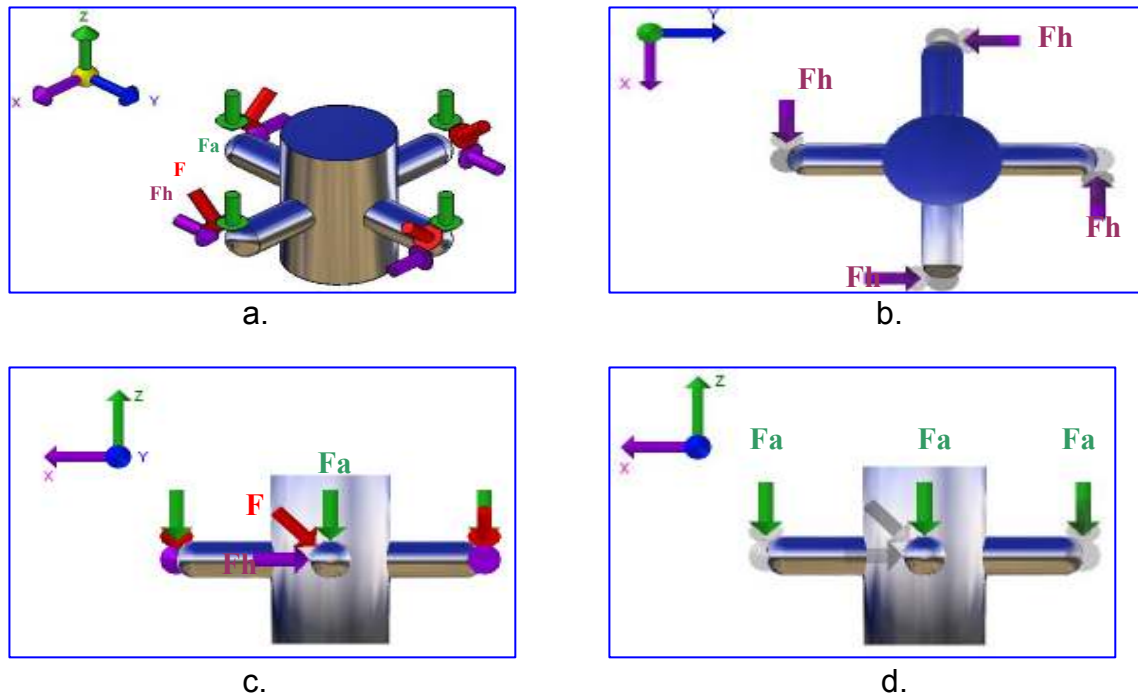
Luego de establecer estos parámetros el procedimiento consistió en determinar la carga por impacto sobre las aspas haciendo énfasis en la forma más crítica en que se podría presentar este tipo de carga durante el proceso.

Se comenzó analizando la posible forma de contacto entre las bolas y las aspas de agitación dentro del tazón, se llegó a la consideración más crítica para la determinación de la carga de diseño como se puede apreciar en la figura 8 donde se presentan las cargas representadas como: F, carga de impacto generada por

las bolas; F_h , componente de la carga de impacto en la dirección del eje x y F_a , componente de la carga de impacto en la dirección del eje z.

La figura 8, muestra la dirección de aplicación de carga por impacto generada por la bola mas pesada que pudiera ser introducida en el proceso junto con sus componentes axial y horizontal, los cálculos la determinación de la carga se realizaron aplicando los métodos de conservación de energía.

Figura 8. Dirección de las cargas de impacto que se generan sobre las aspas de agitación. a) Vista isométrica, b) Plano X-Y con componente horizontal, c) Plano X-Z, d) Plano X-Z con componente axial.



Usando el principio de conservación de energía en donde la energía cinética de la bola se trasforma totalmente en energía de deformación almacenada en el aspa de agitación se tiene que, la energía cinética de la bola más pesada esta dada por:

$$U_e = \frac{1}{2} \left(\frac{W_b}{g} \right) v_b^2 \quad (10)$$

Donde: U_e es la energía cinética de la bola, W_b es el peso de la bola, g es la constante de gravitación y v_b es la velocidad de la bola.

La energía elástica de deformación de una de las aspas tratada como un resorte esta representada por:

$$U_i = \frac{1}{2} k \Delta_{\max}^2 \quad (11)$$

Donde: U_i es la energía elástica de deformación del aspa, k equivale a la constante del resorte del aspa y Δ_{\max} equivale a la deformación del aspa.

La relación entre la deformación y la carga para un resorte esta representada de la siguiente manera:

$$F = k \Delta_{\max}, \quad k = \frac{F}{\Delta_{\max}} \quad (12)$$

Donde: F es la fuerza actuante sobre el extremo del aspa. Reemplazando la ecuación (12) en la (11) se obtiene:

$$U_i = \frac{1}{2} F \Delta_{\max} \quad (13)$$

Usando el principio de conservación de energía, donde toda la energía cinética de la bola se convierte en energía de deformación en una de las aspas, se tiene que:

$$U_e = U_i \quad (14)$$

Reemplazando, las ecuaciones (10) y (13) en (14) se obtiene:

$$\frac{1}{2} m_b v_b^2 = \frac{1}{2} F \Delta_{\max} \quad (15)$$

Al tratarse el aspa agitadora como una viga empotrada en un extremo y libre en el otro con una carga actuando en el lado libre, se obtiene una relación entre la deflexión máxima en el extremo de impacto, la carga, la geometría y las propiedades del material:

$$\Delta_{\max} = \frac{FL^3}{3EI}, \quad F = \frac{3\Delta_{\max}EI}{L^3} \quad (16)$$

Donde: L es la longitud del aspa, E es el modulo de elasticidad del material en el cual esta fabricada el aspa e I es el momento de inercia de área del aspa.

Reemplazando la ecuación (16) en la (15) y despejando la deflexión de la igualdad se obtuvo una relación para encontrar la deformación máxima de la viga en función de su geometría, y la masa y la velocidad de la bola que la impacta:

$$\frac{1}{2} m_b v_b^2 = \frac{1}{2} \frac{3EI \Delta_{\max}^2}{L^3}$$

Despejando Δ_{\max} :

$$\Delta_{\max} = \sqrt{\frac{L^3 m_b v_b^2}{3EI}} \quad (17)$$

Una vez obtenida la deflexión máxima del aspa de agitación, el valor calculado se puede reemplazar en la ecuación (16) y hallar la magnitud de la carga máxima por impacto actuante en el elemento.

Cada una de las hipótesis descritas es muy crítica y sirve para hacer una estimación aproximada de la carga real generada por impacto, sin embargo, es útil para la realización de cálculos de diseño ya que el valor estimado es mayor del que se pudiera presentar realmente durante el proceso.

Para los cálculos, se utilizó una bola de 24 mm de diámetro, y la velocidad se determinó con la relación $v_b = rx\omega$, en donde, r es el brazo desde el centro del eje hasta el punto mas externo donde impacta la bola sobre el aspa y ω es la velocidad rotacional del eje, para este caso 475 rpm. En la tabla 13 se presenta en detalle los resultados de los cálculos y la descripción de cada uno de los términos involucrados en las ecuaciones (10) a (17).

Dada la forma aleatoria en que se producen los impactos al interior del tazón entre las bolas y el agitador, para realizar el diseño de la manera más segura posible, la carga calculada por impacto se emplea como si fuese absorbida por cada una de las aspas de manera totalmente axial, y la carga resultante sobre el eje corresponde a la suma de las cargas axiales generadas sobre cada una de las aspas, de esta manera se obtuvo las cargas que actúan sobre el eje agitador que servirán como cargas de diseño.

Tabla 13. Variables y magnitudes utilizadas en las ecuaciones 10 a 17 .

Variable	Símbolo	Valor
Masa bola. (<i>Kg</i>)	m_b	0.05
Velocidad bola. (<i>m / s</i>)	v_b	2.03
Constante resorte. (<i>N / m</i>)	k	-----
Deformación máx. (<i>m</i>)	Δ_{\max}	8.94×10^{-5}
Fuerza impacto. (<i>N</i>)	F	2572.17
Longitud viga. (<i>m</i>)	L	0.02
Inercia área. (m^4)	$I = \frac{1}{4} \pi r_v^4$	7.48×10^{-10}
Radio de la viga. (<i>m</i>)	r_v	5.55×10^{-3}
Modulo elasticidad. (<i>GPa</i>)	E	200

Tabla 14. Cargas de diseño empleadas para el chequeo del eje agitador.

Tipo de carga	Valor	Factor de servicio	Carga definitiva
Torque máximo (<i>Nm</i>)	108	1,5	162
Carga axial total (<i>N</i>)	30146	1	30146

● **Definición del factor de seguridad.** Una guía para determinar el factor de seguridad que fue comparado con el obtenido mediante cálculos analíticos realizados por medio de resistencia de materiales se muestra en la tabla 15. Los tres (3) valores sombreados en la tabla, describen de buena manera la información disponible para hacer inicialmente el chequeo, esta tabla sirve como guía inicial para la determinación de un Factor de seguridad confiable, entre los tres valores determinados se seleccionó el más alto, por lo tanto se escoge como valor definitivo para el factor de seguridad:

$$N_f = 2$$

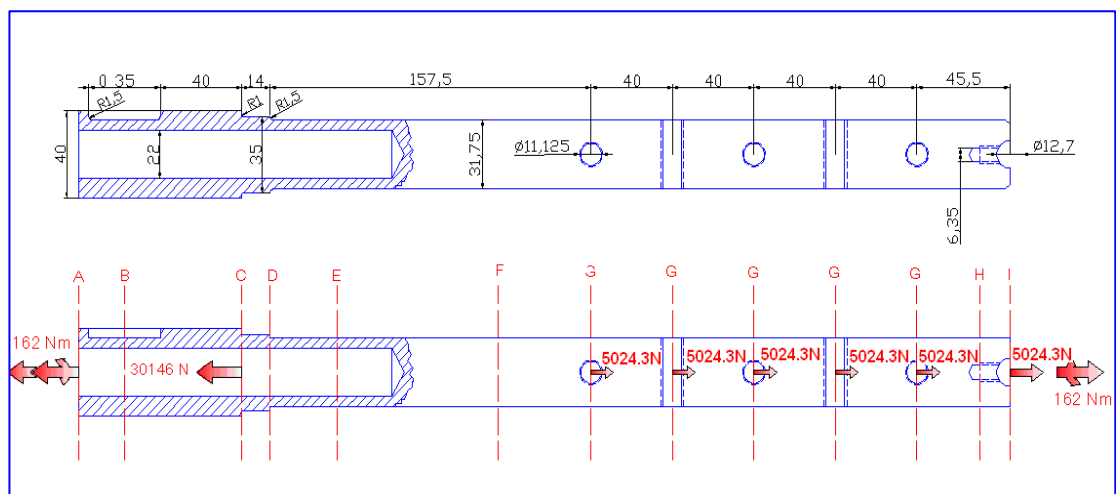
Tabla 15. Factores utilizados para determinar el Factor de seguridad.

Información	Calidad de la información	Factor
Datos del material disponibles de pruebas	El material realmente utilizado fue probado	1,3
	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas	3
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas	5
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1,3
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	2
	Entorno moderadamente agresivo	3
	Entorno extremadamente agresivo	5
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1,3
	Los modelos representan al sistema con precisión	2
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	3
	Los modelos son una burda aproximación	5

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice hall, 1999. p. 21.

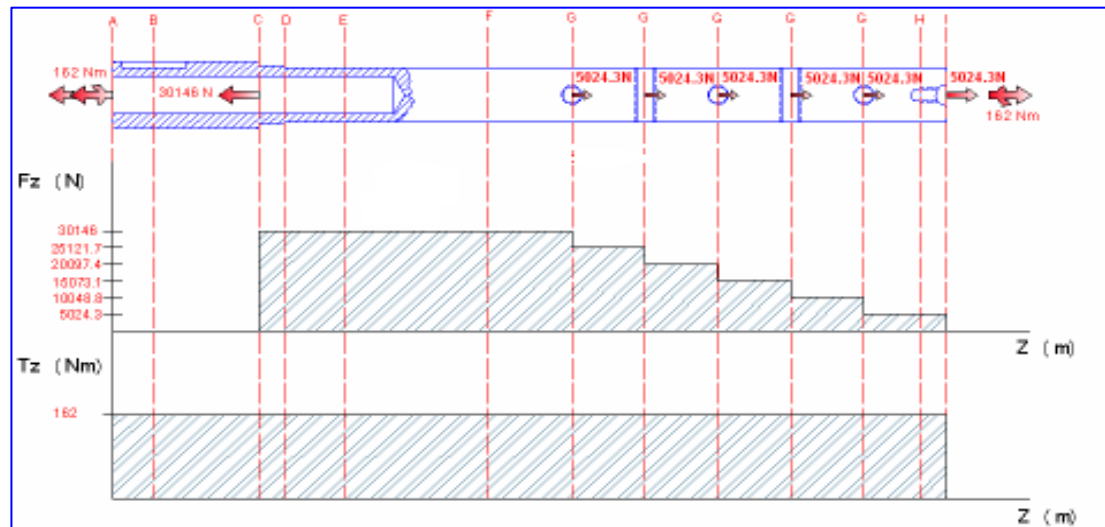
● **Estimación de diagramas de carga axial, y cortante por torsión.** La figura 9 muestra la ubicación, dirección y magnitud de las cargas de diseño para el eje agitador.

Figura 9. Esquema del eje agitador con sus dimensiones en mm y cargas respectivamente.



La figura 10 muestra los diagramas de carga axial y torque necesarios para la determinación de los esfuerzos de trabajo usados en el chequeo del factor de seguridad apropiado.

Figura 10. Esquema del eje agitador con sus cargas y diagramas de carga axial y torque respectivamente.



● **Determinación de esfuerzos.** Los esfuerzos calculados corresponden a los generados por la carga axial en tensión y cortante por torsión, se calcularon los esfuerzos nominales y posteriormente los reales de trabajo a causa de los factores de concentración de esfuerzo geométricos. Para determinar los valores nominales de esfuerzo es necesario calcular las propiedades de área en cada una de las secciones establecidas en la figura 11, esas propiedades son:

Área Transversal:

$$A_t = \pi r_{to}^2 \quad (18)$$

Momento polar de inercia:

Secciones macizas.

Secciones huecas.

$$J_1 = \frac{\pi}{2} r_{to}^4 \quad J_2 = \frac{\pi}{2} (r_{to}^4 - r_{ti}^4) \quad (19)$$

Los esfuerzos de trabajo presentes en el eje agitador son:

- Esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau = \frac{Tr_{to}}{J_1, J_2} \quad (20)$$

- Carga de tensión por el impacto generado por las bolas.

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (21)$$

Las variables presentes en las ecuaciones (18) a (21) se identifican en la tabla 16:

Tabla 16. Variables usadas en las ecuaciones 18 a 21 para la determinación de esfuerzos nominales.

Nombre Variable	Símbolo
Área sección transversal	A_t
Momento polar inercia	J_1, J_2
Radio externo de la sección	r_{to}
Radio interno de la sección	r_{ti}
Torque	T
Carga axial	F
Esfuerzo cortante torsión	τ
Esfuerzo tensión	σ

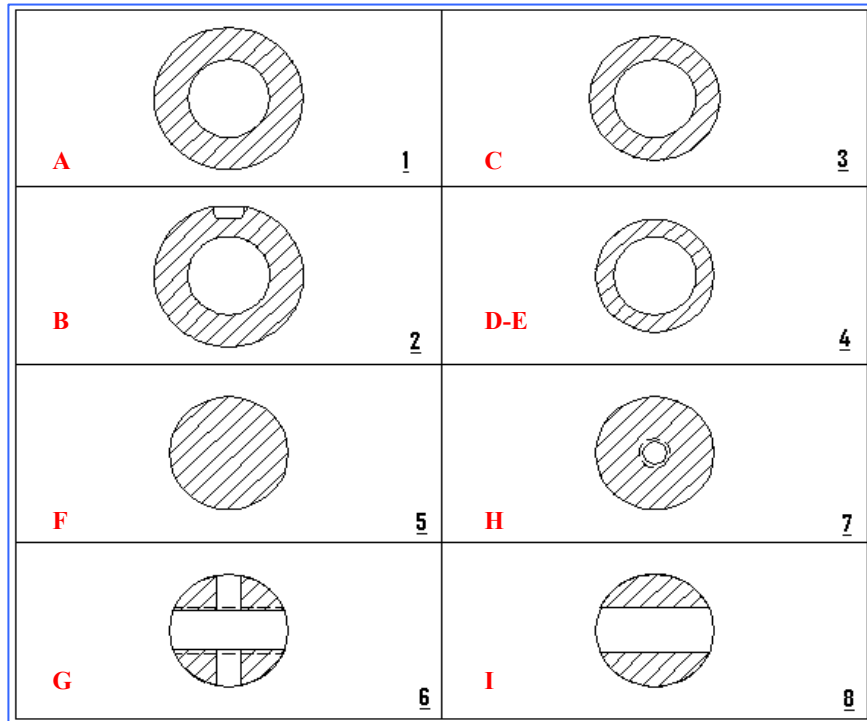
Las secciones transversales empleadas para los cálculos de los esfuerzos nominales se muestran en la figura 11.

El chequeo de diseño del eje se realizó por fatiga, teniendo en cuenta esfuerzos repetidos por carga axial producidos por impacto de las bolas entre cero y su valor máximo calculado anteriormente, lo que causa cargas alternantes y medias que son iguales, además a esto se combina la componente de esfuerzo cortante medio por torsión, al estimarse estos dos tipos de esfuerzo se establece el estado de esfuerzo nominal en la zona crítica del eje, necesario para el calculo del factor de seguridad.

Las tablas 17 y 18 muestran las cargas y esfuerzos de trabajo nominal presentes en el eje respectivamente, para poder realizar un calculo razonable del factor de seguridad fue necesario incrementar estos esfuerzos por los respectivos factores

de concentración de esfuerzo por fatiga, en la tabla 19 se muestran los valores de esfuerzo real calculados y en la tabla 20 los diversos concentradores de esfuerzo y concentradores de esfuerzo por fatiga que se emplearon en los cálculos.

Figura 11. Secciones transversales evaluadas durante el diseño del eje, las letras en mayúscula representan las secciones mostradas en la figura 10.



Las ecuaciones empleadas para los resultados presentados en las tablas 17 a 19 fueron las siguientes:

Fuerza mínima F_{min} igual a cero, las fuerzas medias F_m y alternantes F_a se calcularon mediante las siguientes relaciones, a su vez se tuvo en cuenta que T_m es igual al torque entregado por el motor:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (22)$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (23)$$

Tabla 17. Propiedades de área relacionadas con las figuras 9, 10 y 11, cargas alternantes y medias necesarias para el cálculo del eje por fatiga.

Secc.	Área (m ²) x10 ⁻⁴	M. P. Inercia (m ⁴) x10 ⁻⁷	F _{max} (N)	T _{max} (Nm)	F _m (N)	F _a (N)	T _m (Nm)
A	8.76	2.28	0	162	0	0	162
B	8.76	2.28	0	162	0	0	162
C	5.81	1.24	30146	162	15073	15073	162
D	4.11	7.67	30146	162	15073	15073	162
E	4.11	7.67	30146	162	15073	15073	162
F	7.91	9.97	30146	162	15073	15073	162
G	3.07	9.97	25121,7	162	12560,85	12560,85	162
H	7.60	9.96	5024,3	162	2512,15	2512,15	162
I	3.88	9.98	5024,3	162	2512,15	2512,15	162

Tabla 18. Esfuerzos nominales calculados para cada sección del eje.

Sección	Esfuerzo axial alterno σ _a (MPa)	Esfuerzo axial medio σ _m (MPa)	Esfuerzo cort. medio τ _m (MPa)	Secc. No
A	0	0	14.19	1
B	0	0	14.19	2
C	25.9	25.9	22,81	3
D	36.63	36.63	33.5	4
E	36.63	36.63	33.5	4
F	19.04	19.04	25.78	5
G	40.81	40.81	25.78	6
H	3.30	3.30	25.82	7
I	6.46	6.46	25.78	8

A partir de las fuerzas calculadas se establecen los esfuerzos tensores y cortantes correspondientes:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_t} \quad (24)$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_t} \quad (25)$$

Tabla 19. Valores de esfuerzo real usados para el chequeo del factor de seguridad del eje agitador a la fatiga.

Sec	Esfuerzos nominales			Concentradores		Esfuerzos reales		
	σ_a (MPa)	σ_m (MPa)	τ_m (MPa)	K_f	K_{fs}	σ_{ar} (MPa)	σ_{mr} (MPa)	τ_{mr} (MPa)
A	0	0	14.19	1	1	0	0	14.19
B	0	0	14.19	1.68	2.37	0	0	33.72
C	25.9	25.9	22.81	2.17	1.41	56.43	56.43	32.27
D	36.63	36.63	33.5	1.86	1.30	68.13	68.13	43.59
E	36.63	36.63	33.5	1	1	36.63	36.63	33.50
F	19.04	19.04	25.78	1	1	19.04	19.04	25.78
G	40.81	40.81	25.78	1.29	1.64	52.82	52.82	42.38
H	3.30	3.30	25.82	1	1	3.30	3.30	25.82
I	6.46	6.46	25.78	2.3	2.56	14.91	14.91	66.01

$$\tau_m = \frac{T_m r_{to}}{J_1, J_2} \quad (26)$$

Los valores de concentración de esfuerzo bajo carga estática fueron extraídos de tablas¹⁹ de acuerdo a la geometría presentado y tipo de carga analizada en cada sección del eje, estos son: K_t , K_{ts} , q , concentrador de esfuerzo bajo carga axial, y cortantes estáticos, y el factor de sensibilidad a las entallas respectivamente¹⁹.

Los valores de concertación de esfuerzo bajo carga dinámica se determinaron a partir de la ecuación:

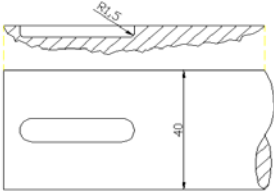
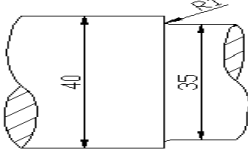
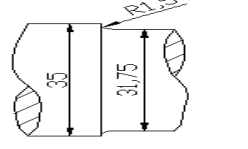
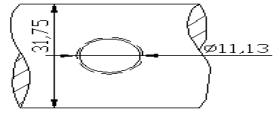
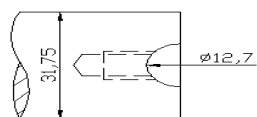
$$K_f, K_{fs} = 1 - q(K_t, K_{ts} - 1) \quad (27)$$

Finalmente los valores de esfuerzo empleados en el cálculo del factor de seguridad se obtuvieron amplificando el valor del esfuerzo nominal al multiplicarlo por el respectivo valor de concentración de esfuerzos bajo carga dinámica, de la siguiente manera:

$$\sigma_{mr} = K_f \frac{F_m}{A_t} \quad (28)$$

¹⁹ SPOTTS, M. F; SHOUP, T. E. Elementos de máquinas. 7 ed. México: Prentice hall, 1999. p. 130.

Tabla 20. Secciones y factores concentradores de esfuerzo por fatiga.

Tipo de concentrador	Sección	Concentradores				
		K_t	K_{ts}	q	K_f	K_{fs}
	B	1.8	2.6	0.86	1.69	2.38
	C	2.42	1.5	0.83	2.18	1.42
	D	2	1.35	0.86	1.86	1.30
	G	1.32	1.7	0.92	1.29	1.64
	I	2.42	2.7	0.92	2.31	2.56

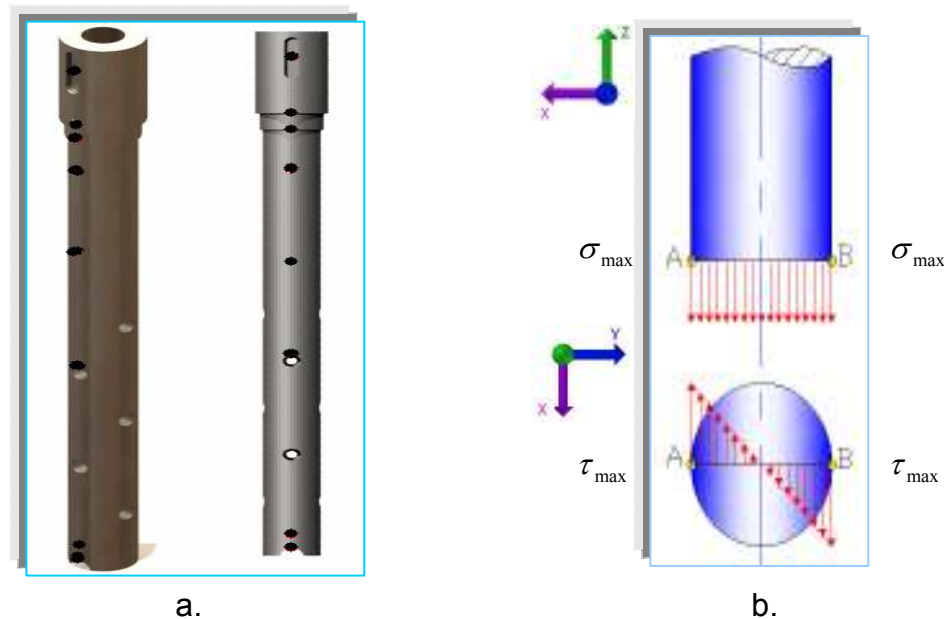
Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice hall, 1999. p. 1006-1012.

$$\sigma_{ar} = K_f \frac{F_a}{A_t} \quad (29)$$

$$\tau_{mr} = K_{fs} \frac{T_m r_{to}}{J_1, J_2} \quad (30)$$

● **Estimación de regiones críticas y selección de una teoría de falla adecuada.** Los esfuerzos de trabajo calculados para el eje actúan en todo el volumen, pero la superficie presenta riesgo, puesto que en esta zona se encuentra el máximo esfuerzo cortante por torsión, que combinado con el esfuerzo de tensión, revelan que una eventual falla del elemento comenzaría en esa zona crítica como se puede apreciar en la figura 12. En la figura 12a, los puntos representan las secciones en donde los esfuerzos de trabajo son máximos; en la figura 12b se aprecia el estado de esfuerzos en esas zonas; se presenta un esfuerzo biaxial con componentes de esfuerzo: σ_z, τ_{xy} , esfuerzo axial en tensión y esfuerzo cortante respectivamente.

Figura 12. Regiones donde se podría producir la falla en el eje: a) puntos críticos, b) distribución de esfuerzo para el eje agitador.



Conociendo el estado de esfuerzo presente en el eje, generado por las cargas de impacto y el torque entregado por el motor, se requirieron ecuaciones de diseño que permitieron tratar este caso de fatiga. El procedimiento mas utilizado para tratar esas situaciones consiste en reemplazar los patrones de esfuerzo dinámico por patrones estáticos equivalentes de esfuerzos, combinar los esfuerzos estáticos con los medios usados convencionales y luego aplicar una teoría de falla con base en esos esfuerzos estáticos²⁰. Para las ecuaciones (31) a (35) se emplean las variables presentadas en la tabla 21:

²⁰Ibid., p. 185.

Tabla 21. Variables empleadas para en las ecuaciones (31) a (35).

Variable	Símbolo
Esfuerzo ultimo en tensión	S_{ut}
Limite de resistencia a fatiga	S_e
Esfuerzo efectivo de Von Mises	σ'
Esfuerzo de tensión en la dirección Z	σ_z
Esfuerzo cortante en la dirección XY	τ_{xy}
Factor de seguridad	N_f

Haciendo uso de la línea de falla de Goodman por fatiga para esfuerzos fluctuantes tenemos que:

Para esfuerzos en tensión, el esfuerzo de trabajo esta dado por:

$$\sigma_{Zequivalente} = \sigma_m + \sigma_a \left(\frac{S_{ut}}{S_e} \right) \quad (31)$$

Para esfuerzos en cortante, el esfuerzo de trabajo esta dado por:

$$\tau_{XYequivalente} = \tau_m + \tau_a \left(\frac{S_{ut}}{S_e} \right) \quad (32)$$

Dado que la situación implica esfuerzos combinados a tensión y cortante sobre la sección crítica, es practico definir un esfuerzo efectivo que pueda aplicarse para representar dicha combinación de esfuerzos, la teoría de falla de energía total de deformación para materiales dúctiles nos da una manera adecuada de hacerlo. Para ello se hace uso del esfuerzo efectivo de Von Mises para el caso biaxial²¹, para el sistema de coordenadas establecido en la figura 8:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Z^2 - \sigma_X \sigma_Z + 3\tau_{xy}^2} \quad (33)$$

Dado que para el caso analizado:

$$\sigma_X = 0$$

La ecuación (33) queda reducida a:

²¹ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice hall, 1999. p. 294.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (34)$$

Realizando los reemplazos pertinentes de las ecuaciones 31 y 32 en la ecuación 34 se obtuvo la siguiente ecuación de diseño, adecuada para el diseño de ejes sometidos a esfuerzos fluctuantes en tensión y medios al cortante según el estándar ANSI/ASME B106.1M-1985²²:

$$\left(\sigma_{mr} + \sigma_{ar} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} \right) \right)^2 + 3 \left(\tau_{mr} + \tau_{ar} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} \right) \right)^2 \leq \left(\frac{S_{ut}}{N_f} \right)^2 \quad (35)$$

La ecuación 35 se utilizó para calcular el factor de seguridad para cada una de las secciones analizadas.

● **Verificación de la resistencia del material y análisis del factor de seguridad.** El valor de límite de fatiga de resistencia a fatiga se calculó por medio de la siguiente ecuación:

$$S_e = 0.5S_{ut} \cdot C_{carga} \cdot C_{Tamaño} \cdot C_{Superficie} \cdot C_{Temperatura} \cdot C_{Confiabilidad} \quad (36)$$

Para cada uno de los factores de corrección se utilizaron los siguientes valores:

$S_{ut} = 1420 MPa$ A la dureza después de bonificado 45HRc
(Ver anexo A)

$C_{Carga} = 0.70$ Para carga axial.

$C_{Tamaño} = 0.869d^{-0.097} = 0.83$ Tomando como referencia el diámetro más grande.

$C_{Superficie} = AS_{ut}^b = 0.78$ Teniendo en cuenta acabado maquinado.

$C_{Temperatura} = 1$ Bajo la condición $450^\circ C \geq T_{Trabajo}$

$C_{Confiabilidad} = 0.814$ Para una confiabilidad del 99 %

²²SPOTTS; SHOUP, Op. cit., p. 186.

Luego de realizar todas las sustituciones pertinentes se obtuvo el valor de resistencia a la fatiga corregido, útil para la estimación del factor de seguridad en cada una de las secciones chequeadas.

$$S_e = 261.91 \text{ MPa}$$

Finalmente se presenta la tabla 22 en donde se pueden apreciar los factores de seguridad calculados para cada una de las zonas en el eje:

Tabla 22. Factores de seguridad para cada una de las secciones evaluadas.

Sección	σ_{ar} (MPa)	σ_{mr} (MPa)	T_{mr} (MPa)	S_e (MPa)	S_{ut} (MPa)	N_f
A	0	0	14.19	261.91	1420	57.77
B	0	0	33.72	261.91	1420	24.31
C	56.43	56.43	32.27	261.91	1420	3.87
D	68.13	68.13	43.6	261.91	1420	3.2
E	36.63	36.63	33.50	261.91	1420	5.86
F	19.04	19.04	25.78	261.91	1420	10.9
G	52.82	52.82	42.38	261.91	1420	4.09
H	3.30	3.30	25.82	261.91	1420	28.7
I	14.91	14.91	66.09	261.91	1420	9.51

Como se puede apreciar en la tabla 22, el factor de seguridad calculado mínimo $N_f = 3,2$ Supera al valor estimado de 2, por lo tanto se espera que para los niveles de esfuerzo de trabajo calculados el eje agitador no falle a fatiga.

● **Aspas de agitación.** Las aspas de agitación son los elementos que entregan de manera directa la energía de entrada generada por el motor a las bolas de acero, su ensamble se hace al cuerpo del eje agitador por medio de rosca fina como se puede apreciar en la figura 13, se diseñaron de manera que pudiesen ser removidas en caso de rotura de alguna, y su terminación es esférica para facilitar el movimiento de los elementos moledores, su estado final presenta tratamiento térmico de bonificado con dureza de 50 HRC.

● **Definición de geometría.** La geometría de las aspas de agitación se muestran en la figura 13, estas fueron maquinadas a partir de una barra redonda de $\frac{1}{2}$ " para obtener una dimensión final de $\frac{7}{16}$ ", están provistas de roscas finas en uno de sus extremos. En el otro extremo la terminación de la aspa es semiesférica para facilitar el movimiento de las bolas y distribuir la carga de impacto en ese punto, los detalle del diseño de este componente se aprecian en el plano N° 0103-0200-02-2-2.

Figura 13. Geometría de las aspas de agitación.



● **Calculo de cargas.** La carga actuante sobre un aspa de agitación es igual a la carga por impacto calculada en la sección de cálculo de cargas del eje agitador, en la figura 14 se muestra el esquema del valor máximo de la carga que actúa sobre una de las aspas de agitación.

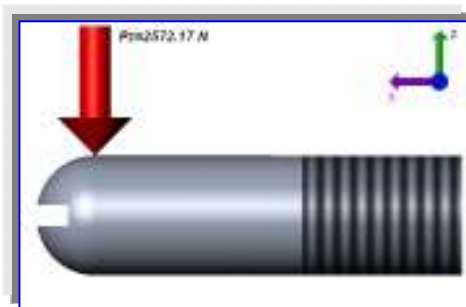
La carga al igual que en el eje agitador actúa en la dirección z. y su valor fluctúa entre cero y su valor máximo, el chequeo de diseño se realizó suponiendo fatiga generada por el momento fluctuante y la carga cortante transversal presentes en el aspa, inicialmente se estimó la carga media y la alternante:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{2572.17 - 0}{2} = 1286.1N$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{2572.175 + 0}{2} = 1286.1N$$

Estas cargas no es necesario incrementarlas por un factor de servicio ya que su cálculo implica consideraciones en las que se estima un valor más elevado del que se podría esperar en realidad.

Figura 14. Esquema de la carga actuante sobre una de las aspas del agitador.

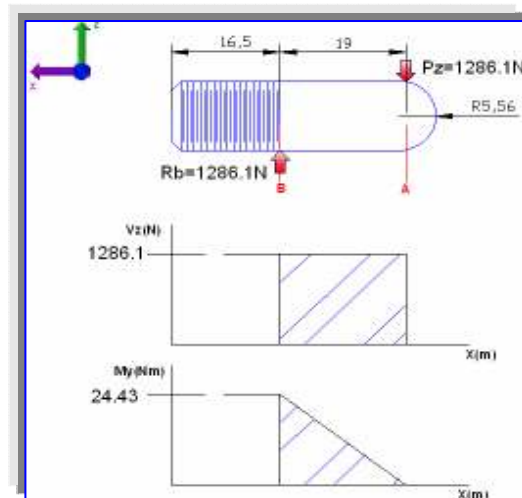


● **Definición del factor de seguridad.** El factor de seguridad estimado $N_f > 1$, ver tabla 13, se establece este valor ya que los datos adquiridos del proveedor son

confiables, y como se explicó con anterioridad el modelo matemático empleado para el cálculo de las cargas de servicio es conservador, se espera que el diseño de las aspas permita prevenir la falla por fatiga a vida infinita, y en el eventual caso de una falla, estas se podrían cambiar sin afectar la resistencia de otros componentes en el agitador.

● **Estimación de diagramas de carga cortante y momento.** Los diagramas de cargas actuantes sobre un aspa de agitación se muestran en la figura 15, estos se graficaron con base en la carga fluctuante, teniendo en cuenta que la carga alternante y la media son iguales.

Figura 15. Diagramas de carga cortante y momento flector actuante sobre una de las aspas de agitación (cotas en mm).



● **Determinación de esfuerzos.** Los esfuerzos nominales presentes en el aspa de agitación se obtienen de las siguientes ecuaciones:

Tabla 23. Variables y esfuerzos nominales para las ecuaciones (37) a (40).

Variable	Símbolo	Valor
Momento (alternante y medio) (Nm)	M_a, M_m	24.43
Radio externo del aspa (m)	r_{to}	5×10^{-3}
Momento de inercia (m^4)	I_y	7.48×10^{-10}
Esfuerzo flector (Medio y alternante) (MPa)	σ_{mf}, σ_{af}	181.37
Fuerza cortante (Medio y alternante) (N)	V_m, V_a	1286.1
Área x \bar{Y} (m^3)	Q	1.14×10^{-7}
Ancho sección (m)	t	0.01
Esfuerzo cortante (Medio y alternante) (MPa)	τ_{ac}, τ_{mc}	17.68

La tabla 23 muestra los valores obtenidos de las ecuaciones de esfuerzo reseñadas a continuación:

Para la componente de esfuerzo flector medio:

$$\sigma_{mf} = \frac{M_m r_{to}}{I_y} \quad (37)$$

Componente de esfuerzo flector alternante:

$$\sigma_{af} = \frac{M_a r_{to}}{I_y} \quad (38)$$

Esfuerzo cortante transversal medio:

$$\tau_{mc} = \frac{V_m Q}{I t} \quad (39)$$

Esfuerzo cortante transversal alterno:

$$\tau_{ac} = \frac{V_a Q}{I t} \quad (40)$$

Los esfuerzos nominales obtenidos mediante las ecuaciones (37) a (40) deben ser incrementados por los respectivos valores de concentración de esfuerzo, ya que las aspas tienen un tramo de la longitud de su cuerpo roscado, además se estimó, que para el esfuerzo cortante transversal no existe concentración de esfuerzo, este se calcula con base en el diámetro de raíz del aspa de agitación.

Valor del factor de concentración de esfuerzos a fatiga para el esfuerzo alternante, para roscas cortadas²³:

$$K_f = 2.8$$

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos para el componente medio de esfuerzos se utilizaron las siguientes condiciones:

$$\text{Si } K_f \cdot \sigma_{\max} < S_y \quad \text{entonces } K_{fm} = K_f \quad (41)$$

$$\text{Si } K_f \cdot \sigma_{\max} > S_y \quad \text{entonces } K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_a}{\sigma_m} \quad (42)$$

$$\text{Si } K_f \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) > 2 S_y \quad \text{entonces } K_{fm} = 0 \quad (43)$$

Utilizando la ecuación (42) se comparó y se encontró que:

$$2.8 * \frac{(48.87)(5.55 \times 10^{-3})}{7.48 \times 10^{-10}} = 1015.71 \text{ MPa}$$

El valor de S_y se extrae del catalogo del fabricante del material (ver anexo A), esta propiedad corresponde a una dureza de 45HRC.

Se ve claramente que $S_y = 1280 \text{ MPa} > 1015.71 \text{ MPa}$

Por lo tanto el factor de concentración de esfuerzos para el componente de esfuerzo medio a fatiga es:

$$K_{fm} = K_f = 2.8$$

Los valores de esfuerzo real en el aspa quedan determinados por:

$$\sigma_{mfr} = 2.8 \times 181.374 = 507.84 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo flector medio real.}$$

²³NORTON, Op. cit., p. 924.

$$\sigma_{afr} = 2.8 \times 181.374 = 507.84 \text{ MPa}$$

Esfuerzo flector alternante real.

$$\tau_{mcr} = 17.68 \text{ MPa}$$

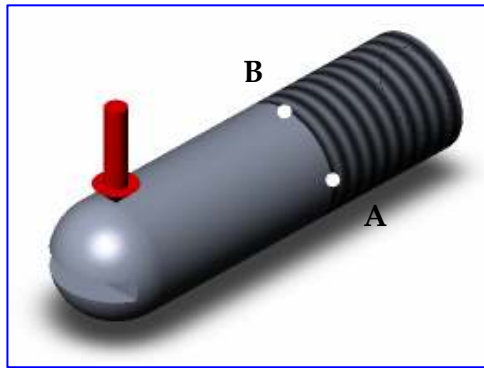
Esfuerzo cortante medio real.

$$\tau_{acr} = 17.68 \text{ MPa}$$

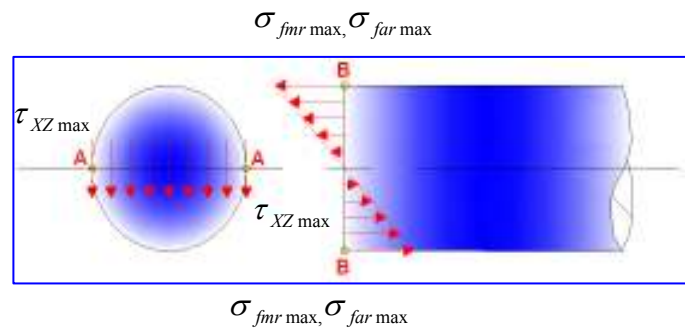
Esfuerzo cortante alterno real.

● **Estimación de regiones críticas y selección de una teoría de falla adecuada.** En la figura 16 se aprecia las zona críticas estimadas para una de las aspas de agitación, allí se ven claramente que en el aspa existen dos esfuerzos de trabajo, uno debido al esfuerzo tensor ocasionado por el momento en la superficie del elemento y el otro es un esfuerzo cortante transversal, máximo en el centro de la sección.

Figura 16. a) Zonas críticas en el aspa de agitación, b) Estado de esfuerzos en el aspa de agitación.



a.



b.

Con los esfuerzos de trabajo flector y cortante proyectados se procedió a estimar el factor de seguridad, en este caso no existe una combinación de esfuerzo en las zonas críticas, debido a que en un mismo punto, uno de los esfuerzos es máximo el otro es igual a cero, en el punto B de la figura 16 b, donde se produce la condición mas desfavorable en cuanto a la vida a fatiga del componente por tratarse de un punto donde el elemento esta sometido a tensión, el esfuerzo cortante transversal es igual a cero. Por lo tanto se realizó el chequeo de diseño tratando la condición de trabajo del componente en un estado de esfuerzo uniaxial, fluctuante por fatiga para ambos estados de esfuerzos por separado. De la teoría de energía de distorsión máxima se deduce, el esfuerzo efectivo de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xz}^2} \quad (44)$$

Para el caso del esfuerzo a tensión causado por el momento flector alternante y media la ecuación del esfuerzo efectivo de Von Mises da un resultado igual al de los esfuerzos calculados, ya que no existe una componente de esfuerzo cortante:

$$\begin{aligned}\sigma' &= \sqrt{\sigma_X^2} \\ \sigma_{Xa}' &= 507.84 \text{ MPa} \\ \sigma_{Xm}' &= 507.84 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Utilizando la ecuación (44) para el esfuerzo cortante transversal el esfuerzo efectivo de Von Mises queda definido por:

$$\sigma_2' = \tau_{XZa}' = \tau_{XZm}' = \sqrt{3\tau_{XY}^2} = 30.62 \text{ MPa}$$

El análisis para la prevención de falla por fatiga para casos uniaxiales bajo carga fluctuante establece que la línea de Goodman modificada ofrece resultados confiables, La ecuación que relaciona las propiedades del material, esfuerzos de trabajo, vida esperada de la pieza, y su factor de seguridad, para casos en los que tanto el esfuerzo de trabajo alternante y medio puedan variar a lo largo de la vida útil de la pieza pero de manera directamente proporcional, es²⁴:

$$N_f = \frac{S_e \cdot S_{ut}}{\sigma_a' \cdot S_{ut} + \sigma_m' \cdot S_e} \quad (45)$$

Tabla 24. Variables empleadas en la ecuación (44) a (45).

Nombre de la variable	Símbolo
Esfuerzo ultimo en tensión	S_{ut}
Limite de resistencia a fatiga	S_e
Esfuerzos efectivos de Von mises, alternante y medio	$\sigma_{aX}', \sigma_{mX}', \tau_{aXZ}', \tau_{mXZ}'$
Esfuerzo en la dirección X	σ_X
Esfuerzo en la dirección XZ	τ_{XZ}
Factor de seguridad	N_f

● **Verificación de la resistencia del material y análisis del factor de seguridad.** El valor de límite de fatiga de resistencia a fatiga se calculó utilizando la ecuación 36:

²⁴Ibid., p. 416.

$$S_e = 0.5S_{ut} \cdot C_{carga} \cdot C_{Tamaño} \cdot C_{Superficie} \cdot C_{Temperatura} \cdot C_{Confiabilidad}$$

Para cada uno de los factores de corrección se utilizaron los siguientes valores:

$$S_{ut} = 1420 MPa$$

Dureza después de bonificado
45HRc

$$C_{carga} = 1$$

Para flexión.

$$C_{Tamaño} = 0.869d^{-0.097} = 0.94$$

Tomando 7/16" como diámetro.

$$C_{Superficie} = AS_{ut}^b = 0.85$$

Proyectando acabado pulido.

$$C_{Temperatura} = 1$$

Bajo la condición $450^{\circ}C \geq T_{Trabajo}$

$$C_{Confiabilidad} = 1$$

Para una confiabilidad del 50 %

Luego de realizar todas las sustituciones se obtuvo el valor de resistencia a la fatiga corregido, útil para la estimación del factor de seguridad en cada una de las secciones chequeadas.

$$S_e = 569.22 MPa$$

Se realizaron las sustituciones, para determinar el factor de seguridad mínimo para flexión:

$$N_f = \frac{(569.22 \times 10^6) \cdot (1420 \times 10^6)}{(507.84 \times 10^6) \cdot (1420 \times 10^6) + (507.84 \times 10^6) \cdot (569.22 \times 10^6)} = 0.8$$

El análisis anterior incluyó el valor de resistencia ultima en tensión equivalente a una dureza de 45 HRc, pero en el diseño de este componente se establece que los valores de dureza pueden oscilar entre 49 y 50 HRc como valor adecuado, después de realizado el tratamiento térmico de bonificado. En la tabla 25 se presentan los valores de dureza en escala Rockwell C y Brinell así como el valor de la resistencia ultima a la tensión y los respectivos valores para el factor de seguridad.

Como se puede apreciar en la tabla 25, el factor de seguridad para la dureza de diseño (50 HRc) es mayor a 1, Por lo tanto se asume que el diseño es confiable en las condiciones mas severas de servicio para la sollicitación a flexión.

Para el caso de la carga cortante transversal, con una resistencia última en tensión $S_{ut} = 1806.75 \text{ MPa}$ se obtuvo:

$$N_f = \frac{(724.26 \times 10^6) \cdot (1806.75 \times 10^6)}{(30.62 \times 10^6) \cdot (1806.75 \times 10^6) + (30.62 \times 10^6) \cdot (724.26 \times 10^6)} = 16.88$$

Tabla 25. Valores de dureza Rockwell C, Brinell y factor de seguridad calculado para cada uno de los casos. Los valores de esfuerzo último en tensión se obtuvieron a partir de la relación: $S_{ut} = 3.45H_B \pm 0.2H_B$.

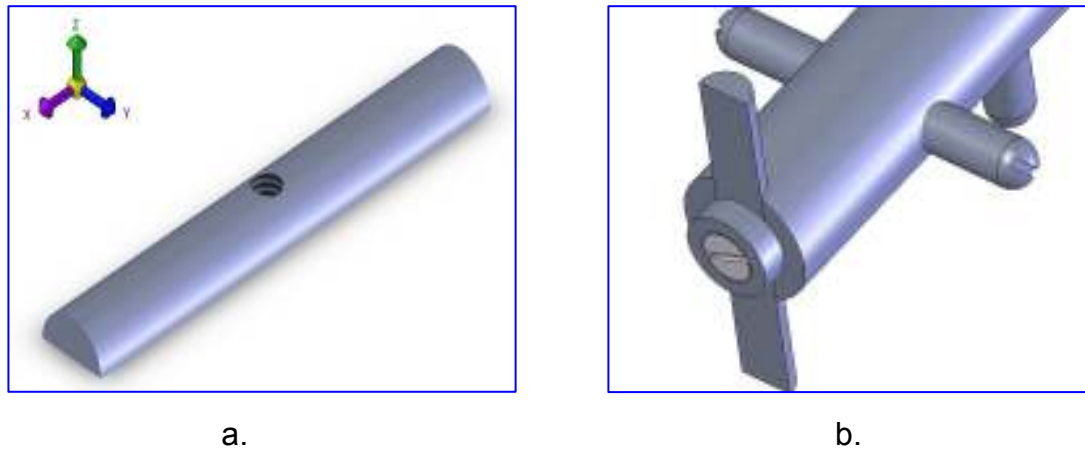
H_{RC}	H_B	S_{ut} (MPa)	S_e (MPa)	N_f
49	461	1682.65	674.51	0.94
50	495	1806.75	724.26	1.01

El factor de seguridad es muy confiable en cuanto a la carga cortante transversal.

Se concluye que el diseño del aspa es seguro y útil para la sollicitación esperada, en caso de existir problemas con alguna de las partes del agitador es posible remover, las afectadas y sustituir con mucha facilidad, de acuerdo a la configuración de este elemento.

🔴 **Aspa de agitación inferior.** El aspa de agitación inferior tiene como funciones transferir energía cinética a los elementos molidores, así como levantar toda bola o cúmulo de polvos elementales que se aglomeren en el fondo del tazón de molienda, su ensamble se realiza en la parte inferior del eje de agitación por medio de un tornillo de 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ "), su estabilidad esta dada por apriete entre la cara plana superior del punto de apoyo inferior del agitador y una cavidad semicircular practicada a la cara inferior del eje de agitación como se aprecia en las figura 17.

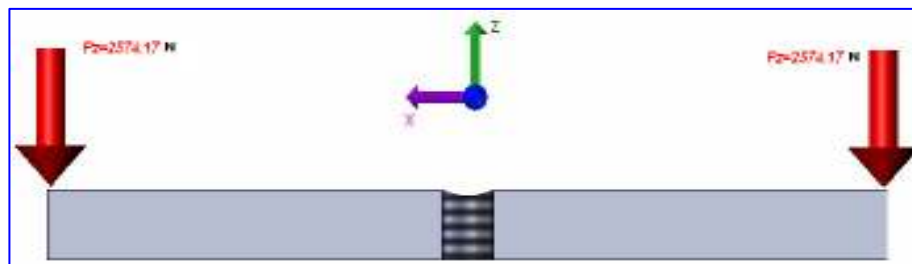
Figura 17. a) Vista isométrica de la geometría del aspa inferior, b) Vista inferior del ensamble del aspa inferior con el eje agitador.



● **Definición de geometría.** La geometría del aspa inferior esta definida por la proyección de un área de medio círculo de $\frac{1}{2}$ " de diámetro en una longitud de $3 \frac{5}{16}$ ", su parte inferior es plana y consta de un agujero roscado de $\frac{1}{4}$ "-20UNC, que sirve para su acople con el eje agitador. El estado final es bonificado a 45HRC.

● **Calculo de cargas.** La carga actuante sobre el aspa inferior es igual a la carga por impacto calculada en la sección de calculo de cargas del eje agitador, en la figura 18 se muestra el esquema de la carga actuando sobre el aspa de agitación inferior así como el valor máximo: $P_z = 2572.17 \text{ N}$.

Figura 18. Magnitud y dirección de la carga de diseño actuando sobre el aspa inferior, en vista seccionada.



La carga al igual que en el eje agitador actúa en la dirección z. y su valor fluctúa entre cero y su valor máximo, el chequeo de diseño se realizó por fatiga generada por el momento flexionante fluctuante y la carga cortante transversal presentes en el aspa, inicialmente se estima tanto las cargas medias como alternantes:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{2572.175 - 0}{2} = 1286.1 \text{ N}$$

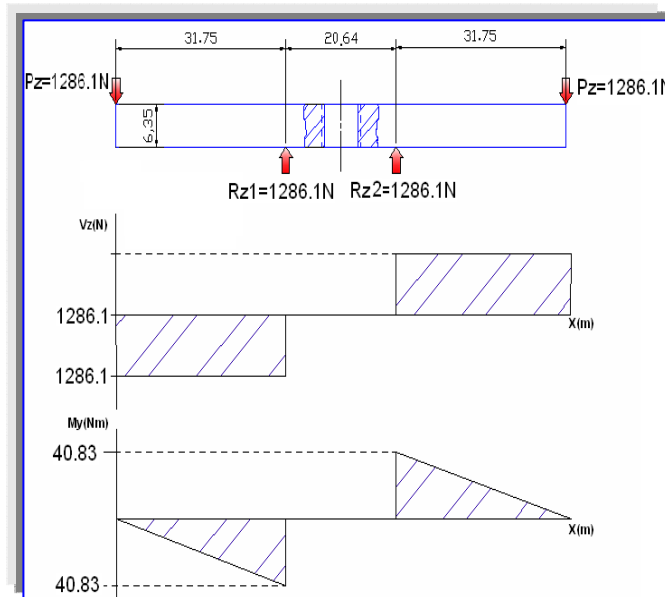
$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{2572.175 + 0}{2} = 1286.1 \text{ N}$$

● **Definición del factor de seguridad.** El factor de seguridad seleccionado con base en la tabla 13 es, $N_f > 1.0$.

● **Estimación de diagramas de carga cortante y momento.** Tanto el diagrama de carga cortante como el de momento flector se graficaron a partir de la carga alternante y media de impacto calculada para la bola mas pesada actuando sobre la parte, esa carga se proyectó en la sección de calculo de cargas para el eje agitador su valor es de 1286.1 N, en la figura 19 se aprecia el esquema del aspa de agitación inferior así como los respectivos diagramas.

En la figura, las cargas de momento y cortante máximo son, 40.83 Nm y 1286.08 N respectivamente, con estas cargas se hizo el chequeo del factor de seguridad para el aspa.

Figura 19. Diagramas de carga cortante y momento, para las cargas alternante y media respectivamente (Cotas en mm).



● **Determinación de esfuerzos.** Los esfuerzos de trabajo presentes en el aspa de agitación inferior corresponden a los generados por el momento flector y la fuerza cortante transversal.

No existen concentraciones de esfuerzo en las regiones esforzadas del aspa por lo tanto no se hacen modificaciones en el esfuerzo nominal calculado, que se calculó mediante las formulas 37, 38, 39, y 40.

Esfuerzo flector medio

$$\sigma_{mf} = \frac{M_m r_{to}}{I_y}$$

Esfuerzo flector alternante:

$$\sigma_{af} = \frac{M_a r_{to}}{I_y}$$

Esfuerzo cortante medio:

$$\tau_{mc} = \frac{V_m Q}{It}$$

Esfuerzo cortante alternante:

$$\tau_{ac} = \frac{V_a Q}{It}$$

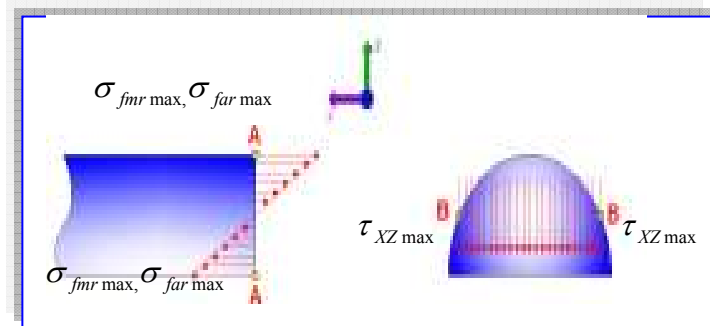
La tabla 26 muestra los valores obtenidos de las ecuaciones de esfuerzo reseñadas arriba:

Tabla 26. Variables y esfuerzos nominales obtenidos de las ecuaciones (37) a (40).

Variable	Símbolo	Valor
Momento (Nm)	M_a, M_m	40,83
Radio externo del aspa (m)	r_{to}	0,003
Momento de inercia (m⁴)	I_y	6.38x10 ⁻¹⁰
Esfuerzo flector (MPa)	σ_{mf}, σ_{af}	203.07
Fuerza cortante (N)	V_m, V_a	1286.1
Área x \bar{Y} (m³)	Q	1.26x10 ⁻⁷
Ancho sección (m)	t	0.01
Esfuerzo cortante (MPa)	τ_{ac}, τ_{mc}	23.20

● **Verificación de la resistencia del material y análisis del factor de seguridad.** En la figura 20 se aprecia las zona críticas estimadas para el aspa de agitación inferior (puntos A, B), allí se ve claramente que en el aspa existen dos esfuerzos de trabajo, uno debido al esfuerzo tensor ocasionado por el momento máximo en la superficie del elemento y el otro es un esfuerzo cortante transversal, máximo en el centro de la sección transversal.

Figura 20. Distribución de esfuerzos en el aspa inferior.



El chequeo de diseño para este componente se realizó por medio de la teoría de falla a la fatiga de Goodman modificada ecuación 45, esperando vida infinita del mismo, igualmente que para todas las partes del agitador, se utilizó la teoría de máxima energía de Von Mises para determinar los esfuerzos equivalentes actuantes en cada caso de esfuerzo por separado, las propiedades del material se tomaron del catalogo del fabricante a una dureza esperada de 45HRC después de tratamiento térmico de bonificado.

Como se aprecia en la tabla 27 los factores de seguridad calculados son satisfactorios, por lo tanto se asume que la parte puede trabajar en un rango seguro de esfuerzos y se espera que tenga vida infinita.

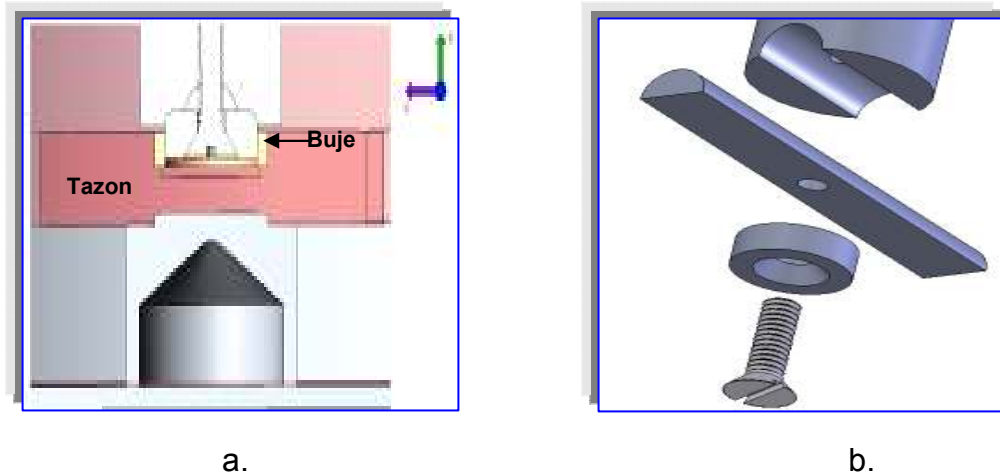
Tabla 27. Resumen de los cálculos realizados y determinación del factor de seguridad calculado para este componente, El esfuerzo de Von Mises es igual para las condiciones de esfuerzo alternante y medio.

Variable	Símbolo de la variable	Esf. Flector	Esf. Cortante
Esfuerzos (MPa)	$\sigma_{aX}', \sigma_{mX}', \tau_{aXZ}', \tau_{mXZ}'$	203.07	23,20
C carga	C_{carga}	1	1
C tamaño	$C_{Tamaño}$	0,92	0,92
C temperatura (T<450°C)	$C_{Temperatura}$	1	1
C confiabilidad (99%)	$C_{Confiabilidad}$	0.81	1
Factor de superficie (Pulido)	$C_{Superficie}$	0,85	0,85
Esfuerzo ultimo en tensión. (MPa)	S_{ut}	1420	1420
Limite resistencia a fatiga. (MPa)	S_e	451.94	451.94
Factor de Seguridad	N_f	1.68	14.77

● **Punto de apoyo inferior.** El punto de apoyo inferior es el encargado de dar soporte al aspa de agitación inferior y servir como punto de apoyo al eje agitador en el fondo del tazón de molienda, para que este no trabaje en voladizo, esta compuesto por un anillo del mismo material de eje y un tornillo de ¼"-20UNC en acero inoxidable 304 para su sujeción en la parte inferior del agitador y se aloja en un buje de bronce, como se puede apreciar en la figura 21.

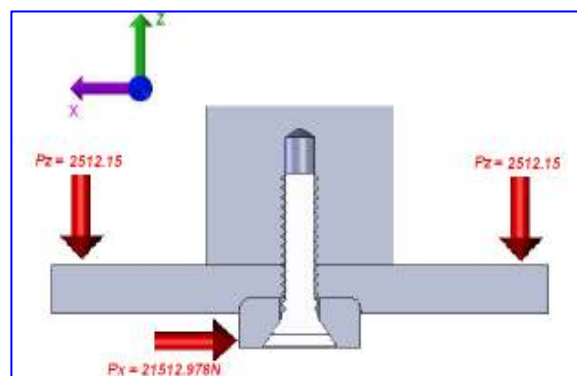
● **Definición de geometría.** La geometría del punto de apoyo inferior del eje agitador se muestra en la figura 21, su configuración es muy sencilla, consta de un anillo con un agujero avellanado de ¼", que sirve de alojamiento para un tornillo de ¼"-UNC, que sujeta el anillo y el aspa de agitación inferior firmemente contra la cara inferior del eje de agitación, al anillo se le realizó tratamiento térmico de bonificado para obtener una dureza de final de 45 HRC, el tornillo es de acero inoxidable 304.

Figura 21. a) Sección transversal del punto de apoyo inferior vista lateral junto con la parte inferior del tazón y su buje de alojamiento, b) Vista explosionada de sus elementos constitutivos.



● **Calculo de cargas.** Las cargas de diseño asumidas para la realización de los cálculos de chequeo del punto de apoyo inferior son: la carga axial actuante sobre el aspa de agitación inferior que causa una carga axial fluctuante sobre el tornillo de sujeción y una carga cortante transversal soportada por el anillo de sujeción que es igual a la reacción producida por la suma de las cargas axiales actuantes sobre el eje de agitación, pero supuestas de manera transversal a este. En la figura 22 se muestran cada una de las cargas actuando el punto de apoyo inferior.

Figura 22. Carga de diseño para el punto de apoyo inferior, vista frontal.



● **Definición del factor.** El factor de seguridad seleccionado con ayuda de la tabla 13 es, $N_f > 1$, se establece este valor ya que los datos adquiridos del

proveedor son confiables, y los valores calculados para las cargas son conservativos.

● **Determinación de esfuerzos.** Los esfuerzos de trabajo tanto para el tornillo de sujeción como para el anillo se determinaron por separado, la carga de diseño calculada genera sobre el tornillo un esfuerzo de tensión fluctuante entre cero y su valor máximo.

Para la determinación de los esfuerzos presentes en el tornillo se utilizó una teoría especializada para este tipo de elemento de máquina²⁵.

Primero se determina el nivel de precarga, escogida de manera arbitraria, que en este caso corresponde a:

$$F_i = 0.92 S_p A_t \quad (46)$$

Donde: F_i es la magnitud de la precarga, 0.92 corresponde a un 92% de la carga de prueba para el tornillo (el tornillo empleado es un tornillo de 1/4"-UNC en acero inoxidable 304), $S_p = S_y = 235.2 MPa$ es la resistencia de prueba tomada como el esfuerzo de fluencia del material del tornillo, y $A_t = 2.051 \times 10^{-5} m^2$ área de tensión del tornillo correspondiente al diámetro de raíz. Realizando los reemplazos en la ecuación 46:

$$F_i = 0.92(235.2 \times 10^6)(2.051 \times 10^{-5}) = 4438.035 N$$

Las longitudes del tornillo son:

$L_{Rosca} = 0.018 m$ Longitud roscada del cuerpo del tornillo.

$L_s = 0.003 m$ Longitud del vástago del tornillo.

$L_t = 0.018 m$ Porción de la longitud roscada del tornillo que esta esforzada.

La rigidez del tornillo viene dada por:

$$\frac{1}{K_b} = \frac{L_t}{A_t E} + \frac{L_s}{A_b E} \quad (47)$$

Donde K_b es la rigidez del tornillo, $A_b = 3.166 \times 10^{-5} m^2$ Área transversal del tornillo en el vástago, y $E = 200 GPa$, es el modulo de elasticidad del material del tornillo. Haciendo los reemplazos en la ecuación (47) se tiene:

²⁵ Ibid., p. 889 -958.

$$\frac{1}{K_b} = \frac{0.01}{(2.05 \times 10^{-5})(200 \times 10^6)} + \frac{0.003}{(3.16 \times 10^{-5})(200 \times 10^6)}$$

$$K_b = 0.20 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

La rigidez de la unión queda determinada por:

$$K_m = dEAe^{b(d/l)} \quad (48)$$

Donde: K_m , es la rigidez de la unión, $d = 1/4" = 6.35 \times 10^{-3} m$ es el diámetro del tornillo; $A = 0.78$, coeficiente empírico extraído de tablas para una unión de acero, $b = 0.62$ exponente empírico extraído de tablas para una unión de acero y $l = 0.02 m$ es la longitud de sujeción de la unión.

Reemplazando se obtiene:

$$K_m = (6.35 \times 10^{-3})(200 \times 10^6)(0.78)(e^{0.62(6.35 \times 10^{-3} / 0.02)}) = 1.20 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

De la combinación de la rigidez tanto del tornillo como de la unión se obtiene el factor de rigidez para el conjunto mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = \frac{0.20 \times 10^6}{0.20 \times 10^6 + 1.20 \times 10^6} = 0.14 \quad (49)$$

Las porciones de la carga total aplicada $P = 5024.3 N$ que toman tanto el tornillo como el material se determinan por medio de las siguientes ecuaciones:

Para el tornillo:

$$P_b = CP = 0.14(5024.3) = 728.41 N \quad (50)$$

Y para el material de la unión:

$$P_m = (1 - C)P = (1 - 0.14)(5024.3) = 4300.8 N \quad (51)$$

Las cargas resultantes tanto en para el tornillo como para la unión una vez aplicada la fuerza externa:

Para el tornillo

$$F_b = F_i + P_b = 4438.03 + 728.41 = 5166.45N \quad (52)$$

y para la unión:

$$F_m = F_i - P_m = 4438.03 - 4300.8 = 137.23N \quad (53)$$

Las cargas alterantes y medias para el tornillo son:

Para la carga alternante:

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} = \frac{5166.45 - 4438.03}{2} = 364.20N \quad (54)$$

Para la carga media:

$$F_{media} = \frac{F_b + F_i}{2} = \frac{5166.45 + 4438.03}{2} = 4802.24N \quad (55)$$

Los esfuerzos alternantes y medios en el perno aumentados por un factor de concentración de esfuerzo causado por las roscas quedaron determinados por las siguientes ecuaciones:

El esfuerzo alternante:

$$\sigma_{alt} = K_f \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (56)$$

El esfuerzo medio:

$$\sigma_{medio} = K_{fm} \frac{F_{medio}}{A_t} \quad (57)$$

Los factores de concentración de esfuerzo:

Para el esfuerzo alternante:

$K_f = 2.8$ Para roscas cortadas y materiales con $S_{ut} < 720MPa$

El factor de concentración de esfuerzos para el esfuerzo medio se define mediante las siguientes condiciones:

$$\begin{aligned} \text{Si } K_f |\sigma_{\max}| < S_y & \quad \text{entonces } K_{fm} = K_f \\ \text{Si } K_f |\sigma_{\max}| > S_y & \quad \text{entonces } K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{anom}}{\sigma_{nom}} \\ \text{Si } K_f |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}| > 2S_y & \quad \text{entonces } K_{fm} = 0 \end{aligned}$$

Haciendo una verificación de las condiciones anteriores se obtuvo que el caso número 2 se cumple:

$$2.8 \times \frac{5024.3}{2.051 \times 10^{-5}} = 686.24 \times 10^6 > 235.2 \times 10^6$$

El esfuerzo alterante nominal es:

$$\sigma_{anom} = \frac{F_{alt}}{A_t} = \frac{364.20}{2.05 \times 10^{-5}} = 17.75MPa$$

El esfuerzo medio nominal es:

$$\sigma_{nom} = \frac{F_{medio}}{A_t} = \frac{480.24}{2.05 \times 10^{-5}} = 234.14MPa$$

El factor de concentración de esfuerzo para el esfuerzo medio se determina realizando los reemplazos de la condición numero 2:

$$K_{fm} = \frac{235.2 - (2.8)(17.75)}{234.14} = 0.79$$

Al reemplazar los respectivos factores de concentración de esfuerzo se obtiene:

Esfuerzo alternante real:

$$\sigma_{alt} = (2.8) \frac{364.20}{2.05 \times 10^{-5}} = 49.72MPa$$

Esfuerzo medio real:

$$\sigma_{medio} = (0.79) \frac{4802.24}{2.05 \times 10^{-5}} = 184.97 MPa$$

Las fuerzas axiales que generan un esfuerzo cortante directo en el anillo, teniendo en cuenta la parte de la carga que toma la unión, tanto alterante como fluctuante se dan mediante la ecuación:

$$F_{malt} = \frac{F_{mmax} - F_{mmin}}{2} = \frac{137.23 - 0}{2} = 68.61 N$$

$$F_{mmedia} = \frac{F_{mmax} + F_{mmin}}{2} = \frac{137.23 + 0}{2} = 68.61 N$$

Los esfuerzos cortantes directos tanto alternantes como fluctuantes quedan definidos así:

Esfuerzo alternante:

$$\tau_{al\ tan\ illo} = \frac{F_{malt}}{\pi d_{ct} e_{anillo}} = \frac{68.61}{\pi(0.01)(6.35 \times 10^{-3})} = 0.27 MPa \quad (58)$$

Esfuerzo medio:

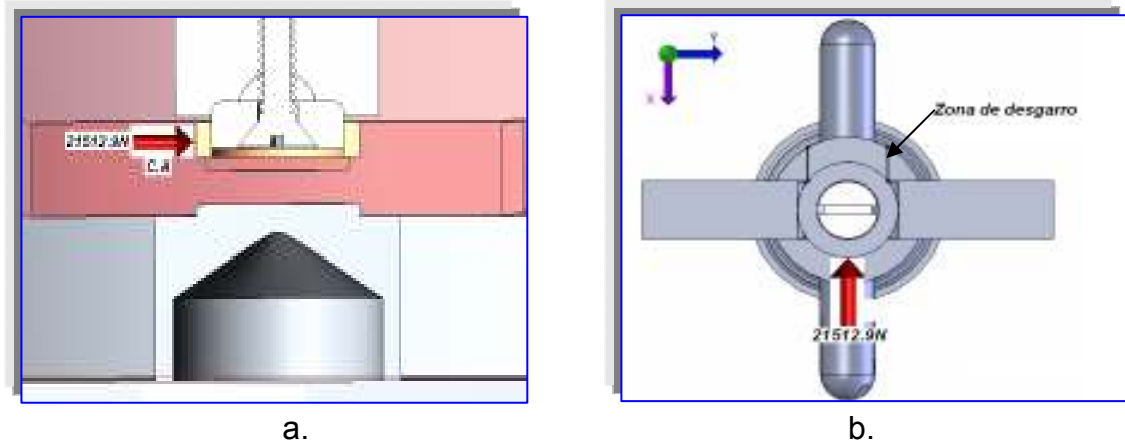
$$\tau_{medioanillo} = \frac{F_{mmedia}}{\pi d_{ct} e_{anillo}} = \frac{68.61}{\pi(0.01)(6.35 \times 10^{-3})} = 0.27 MPa \quad (59)$$

En las ecuaciones (57) y (58) se definen las variables: e_{anillo} como el espesor del anillo, y d_{ct} es el diámetro de la cabeza del tornillo.

Aparte de los esfuerzos generados por la carga axial se tuvo en cuenta los efectos que produce la carga transversal sobre el material del eje en su parte inferior y el anillo del punto de apoyo como se aprecia en la figura 23.

La carga transversal produce el esfuerzo cortante transversal y de aplastamiento sobre el anillo del punto de apoyo, y esfuerzo de desgarro en la parte inferior del eje de agitación todas estas condiciones se pueden apreciar en la figura 23.

Figura 23. a) Carga producida por el esfuerzo cortante y de aplastamiento en la vista frontal, y b) Carga transversal que produce desgarro.



El esfuerzo cortante transversal sobre el anillo de apoyo viene dado por:

$$\tau_{\max} = 2 \frac{V}{A_c} = 2 \frac{21512.97}{2.89 \times 10^{-4}} = 148.49 \text{ MPa} \quad (60)$$

Donde V es la carga cortante igual a la reacción que aparece en el punto de apoyo cuando el eje de agitación se carga transversalmente por una fuerza igual a la suma de las carga axiales actuantes sobre cada una de las paletas de agitación, y A_c es el área transversal del anillo que soporta la carga cortante. El esfuerzo máximo de aplastamiento se determina de la siguiente manera:

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{l_{anillo} d_{anillo}} = \frac{21512.97}{(6 \times 10^{-3})(0.02)} = 164.16 \text{ MPa} \quad (61)$$

Donde P , es la carga de aplastamiento en este caso igual a la carga cortante, l_{anillo} , es el espesor del anillo y d_{anillo} es el diámetro del mismo. Por ultimo se estima el esfuerzo máximo de desgarro en la parte inferior del eje agitador.

$$\tau_{desgarro} = \frac{V}{2A_{cd}} = \frac{V}{2((l_d)(t) + (l_d)(d_{anillo}))} = 65.29 \text{ MPa} \quad (62)$$

Donde V es la carga cortante, l_d es la longitud del área resistente al desgarro, y t es la profundidad del área.

● **Verificación de la resistencia del material y análisis del factor de seguridad.** Los factores de corrección para vida infinita a fatiga así como el valor

del esfuerzo de límite de resistencia a fatiga S_e , tanto para el anillo como para el tornillo del punto de apoyo inferior se muestran en la tabla 28.

Tabla 28. Factores de corrección de vida infinita a fatiga y límite de resistencia a fatiga para el tornillo y el anillo.

Tornillo		Anillo	
$S_{ut} (MPa)$	568.4	$S_{ut} (MPa)$	1420
$S_e' (MPa)$	284.2	$S_e' (MPa)$	710
C_{carga}	0,7	C_{carga}	0.7
$C_{tamaño}$	0,99	$C_{tamaño}$	0,88
$C_{superficie}$	0,83	$C_{superficie}$	0,65
$C_{temperatura}$	1	$C_{temperatura}$	1
$C_{confiabilidad}$	0,89	$C_{confiabilidad}$	0.65
$S_e (MPa)$	148.82	$S_e (MPa)$	190.94

La sección crítica del tornillo esta ubicada en las roscas justo donde el esfuerzo debido a la tensión es máximo. El factor de seguridad con el que estaría trabajando el tornillo se calcula mediante la siguiente ecuación utilizando el criterio de falla de Goodman para fatiga a vida infinita:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_{alt} S_{ut} + \sigma_{medio} S_e} = \frac{(148.82)(568.4)}{(49.72)(568.4) + (184.97)(148.82)} = 1.5$$

El esfuerzo máximo presente en el tornillo es:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{5166.45}{2.02 \times 10^{-5}} = 255.63 MPa \quad (63)$$

El factor de seguridad contra fluencia es:

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{235.2}{255.63} = 0.92 \quad (64)$$

Por ultimo el facto de seguridad contra la separación de la unión es:

$$N_{sep} = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{4438.035}{4300.800} = 1.031 \quad (65)$$

De igual manera el factor de seguridad con el que trabaja en anillo del punto de apoyo inferior es:

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\tau_{al\ tan\ illo} S_{ut} + \tau_{medioanillo} S_e} = \frac{(190.94)(1420)}{(0.27)(1420) + (0.27)(190.94)} = 623.37 \quad (66)$$

Los factores de seguridad por cortante transversal, aplastamiento en el anillo y desgarramiento del eje se determinan mediante:

Para la carga cortante se tiene que el esfuerzo de fluencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.58(S_y) = 0.58(1280) = 742.4 MPa \quad (67)$$

El factor de seguridad del anillo para la carga cortante transversal es:

$$N_{sc} = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{742.4}{148.49} = 5 \quad (68)$$

El factor de seguridad por aplastamiento para el anillo es:

$$N_{sapl} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}} = \frac{1280}{164.16} = 7.79 \quad (69)$$

Por ultimo el factor de seguridad por desgarramiento para el eje agitador será:

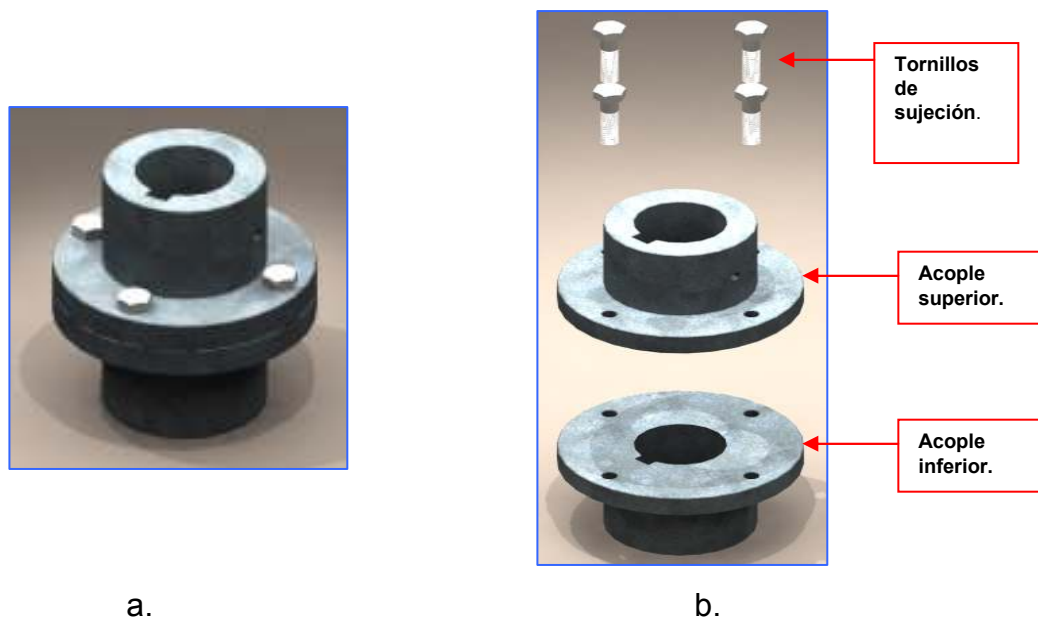
$$N_{sd} = \frac{S_{sy}}{\tau_{desgarro}} = \frac{742.4}{65.29} = 11.37 \quad (70)$$

De acuerdo a lo calculado, los factores de seguridad son confiables, si se tiene en cuenta que las cargas de diseño calculadas, como se ha dicho a lo largo de todo el desarrollo proyecto, son sobre estimadas debido a su naturaleza aleatoria, y las propiedades del material suministrado provienen de fuentes confiables por lo tanto se concluye que el punto de apoyo inferior del agitador podrá trabajar sin ningún inconveniente durante su vida útil.

🔴 **Acople.** El acople que conecta el eje agitador del molino con el eje de salida del motoreductor tiene como funciones transmitir la potencia entregada por éste y permitir el fácil desensamble del subsistema de molienda en los momentos en que se realice la colocación de los elementos necesarios para iniciar el proceso de aleación, o simplemente cuando se requiera hacer mantenimiento a la máquina.

● **Definición de geometría.** Las conformación del acople consta de seis componentes: acople superior que se ensambla al eje del motor, acople inferior que se ensambla al eje agitador, ambos poseen sus cuñeros cuadrados de 3/8" y 5/16", y tornillos prisioneros de 1/4" respectivamente, su sujeción se hace por medio de 4 tornillos en acero inoxidable de 5/16"-18UNC cabeza hexagonal, esta geometría se aprecia en la figura 24.

Figura 24. Imagen CAD de la geometría del acople: a) vista isométrica del conjunto acople, b) vista isométrica explosionada con cada uno de los componentes.



● **Calculo de cargas.** Tal como se planteó en la sección de cálculo de cargas para el eje agitador, el torque que transmite el motoreductor al interior del tazón de molienda es:

$$T_{motor} = 162 Nm$$

Este torque actúa en la magnitud y dirección como se aprecia en la figura 25, y genera carga transversal sobre cada uno de los agujeros y tornillos de sujeción igual en magnitud pero de sentidos opuestos; esta fuerza se calculó de la siguiente manera:

$$T_{motor} = F_{torque} \times R_{acople} \quad (71)$$

Donde T_{motor} es el torque que genera el motor, F_{torque} es la fuerza que genera el torque del motor, y R_{acople} es el radio en el que se ubican los tornillos de sujeción en el acople.

Despejando la fuerza generada por el torque de la ecuación (71) se tiene que:

$$F_{torque} = \frac{T_{motor}}{R_{acople}}$$

Cada uno de los términos son conocidos en la ecuación anterior, equivalen respectivamente a: $T_{motor} = 162 Nm$ y $R_{acople} = 0.043m$, realizando los reemplazos pertinentes se obtuvo:

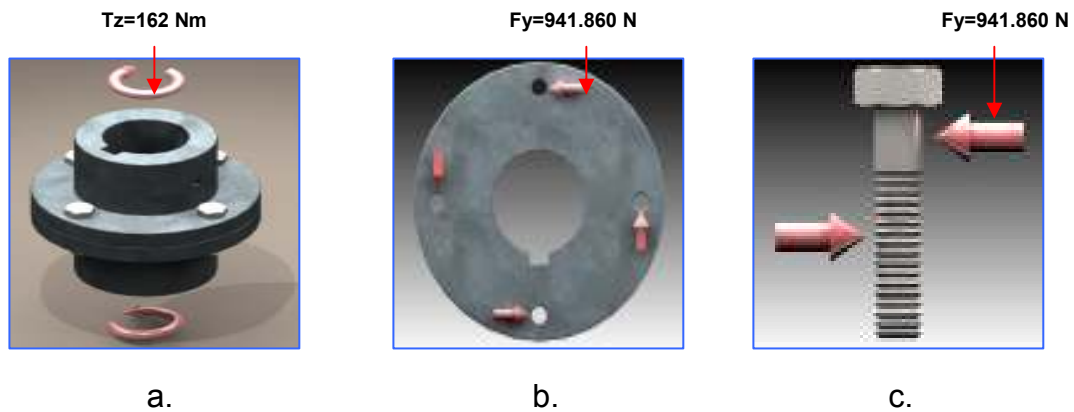
$$F_{torque} = \frac{162}{0.04} = 3767.44 N$$

Esta fuerza se dividió en 4 partes iguales que son las cargas actuantes sobre cada uno de los tornillos y agujeros en el acople.

$$F_t = \frac{F_{torque}}{4} = 941.86 N \quad (72)$$

Después de calcular esta fuerza, se procedió a realizar la estimación de los esfuerzos para los tornillos y para las partes del acople.

Figura 25. a) Magnitud y dirección del torque generado por el motor, b) Fuerzas generadas por el torque del motor sobre las partes del acople y c) carga sobre-actuante en los tornillos de sujeción del acople.



● **Definición del factor de seguridad.** Se determinó que el factor de seguridad para el chequeo de diseño tanto del acople como de los tornillos de sujeción debe ser mayor a 2, se estimó que este sería un valor adecuado ya que las cargas usadas para realizar los cálculos de esfuerzo son mas altas a las que se enfrentaría la pieza en realidad, debido a los factores de servicio utilizados, además de esto los datos obtenidos de la resistencia de los materiales usados son confiables (anexo B y C).

● **Determinación de esfuerzos.** La determinación de esfuerzos tanto para los tornillos de sujeción como para las partes del acople se realizaron por separado, inicialmente se analizó la condición de esfuerzo de los tornillos.

Teniendo en cuenta la condición de carga de uno de ellos, ya que es aceptable asumir que es igual para todos tal como se aprecia en la figura 25c, la carga transversal a la que está sometido genera únicamente esfuerzo cortante simple y aplastamiento, entendido estos conceptos se realizaron los cálculos de la siguiente manera:

El esfuerzo cortante simple al que esta sometido el tornillo es:

$$\tau_{cs} = \frac{F_t}{A_{esf}} \quad (73)$$

Donde τ_{cs} es el esfuerzo cortante simple, $F_t = 941.86N$ Fuerza cortante actuante sobre el tornillo, y $A_{esf} = 3.38 \times 10^{-5} m^2$ es el área de esfuerzo para tornillo de 5/16"-18UNC. Remplazando los valores en la ecuación (72) se obtuvo:

$$\tau_{cs} = 27.86 GPa$$

Una vez obtenido el esfuerzo cortante simple sobre el perno se procedió a calcular el esfuerzo de aplastamiento sobre el mismo.

Con referencia a la figura 25, el área utilizada para calcular el esfuerzo de aplastamiento es la que se encuentra en contacto con el acople expresada como:

$$A_{apl} = d_{torn} \times l_{ancho} \quad (74)$$

Donde $d_{torn} = 7.93 \times 10^{-3} m$ es el diámetro del tornillo, y $l_{ancho} = 0.012 m$ es el ancho del acople que se encuentra en contacto con el tornillo, realizando los reemplazos se obtiene:

$$A_{apl} = 9.52 \times 10^{-5} m^2$$

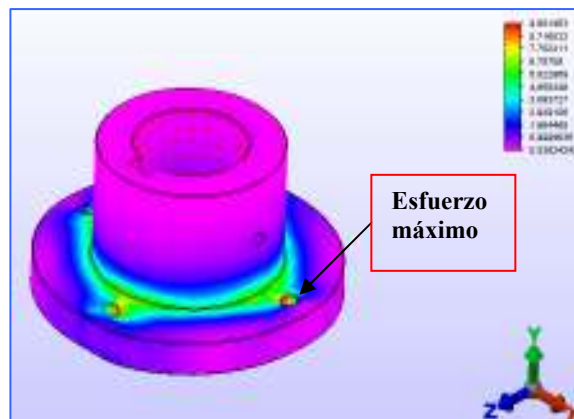
Por ultimo el esfuerzo de aplastamiento se determinó por medio de la siguiente relación:

$$\sigma_{aplas} = \frac{F_t}{A_{apl}} = \frac{941.86N}{9.52 \times 10^{-5} m^2} = 9.88 MPa \quad (75)$$

En segunda instancia se determinaron los esfuerzos presentes en el acople por medio de la técnica de los elementos finitos usando el software Algor. El método de los elementos finitos es una herramienta numérica para resolver problemas de Ingeniería y Física. Las áreas típicas de interés en ingeniería y física son: resolución de problemas en: componentes estructurales, transferencia de calor, mecánica de fluidos, y electromagnetismo. Se usa en problemas que involucran geometrías, cargas complicadas, además de problemas relacionados con materiales en donde una solución matemática analítica es muy complicada de obtener²⁶.

Como se aprecia en la figura 26 se utilizó la geometría y las cargas mencionadas en las secciones anteriores, adicionalmente la restricción impuesta por el acoplamiento con los ejes tanto del motor como del eje agitador. En la figura se presentan las regiones de mayor y menor esfuerzo siendo respectivamente 9.68MPa y $3.52 \times 10^4 Pa$.

Figura 26. Distribución de esfuerzo en el acople



● **Verificación de la resistencia del material y análisis del factor de seguridad.** Para realizar la comparación entre la resistencia del material y el esfuerzo al cual están sometidas las partes, tanto para los tornillos como para el acople, se utilizó la teoría de falla de Tresca o teoría de esfuerzo cortante máximo, por ofrecer resultados útiles cuando se analizan materiales dúctiles²⁷.

²⁶ LOGAN, Daryl. A First Course in the Finite Element Method Using Algor. 2 ed. Wisconsin: Wadsworth Group, 2001. p. 1.

²⁷ SPOTTS; SHOUP, Op. cit., p. 128.

Para los tornillos se debe cumplir la siguiente desigualdad matemática, de tal manera que la condición de esfuerzo sea favorable e inferior a la resistencia del material:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{\max} \quad (76)$$

Donde σ_{adm} es el esfuerzo admisible que puede soportar la parte, y σ_{\max} es el esfuerzo máximo de trabajo de esta parte. El esfuerzo admisible viene dado por:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{F_s} \quad (77)$$

Donde S_y es el esfuerzo de fluencia para el material del cual esta fabricada esta parte (tornillos acero inoxidable AISI 304, (anexo B)), y F_s es el factor de seguridad establecido con anterioridad.

Para el caso de los tornillos se realizaron los reemplazos correspondientes y se obtuvo:

$$\frac{S_y}{F_s} \geq \sigma_{\max} \quad (78)$$

De donde se obtiene el factor de seguridad presente en la pieza en el momento de la sollicitación:

$$F_s \geq \frac{S_y}{\tau_{\max}}, F_s \geq \frac{235.2GPa}{27.86GPa}, \therefore F_s \geq 8.44$$

En el caso del esfuerzo cortante. En el caso del esfuerzo de aplastamiento:

$$F_s \geq \frac{S_y}{\sigma_{\max}}, F_s \geq \frac{235.2MPa}{9.88MPa}, \therefore F_s \geq 23.78$$

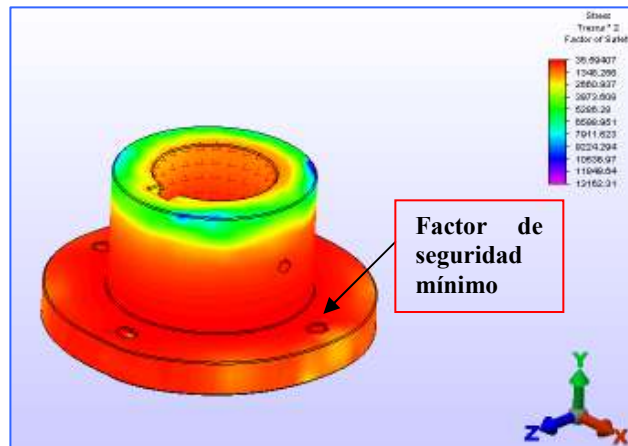
Lo que indica que los tornillos están trabajando en un rango de esfuerzo muy seguro, y estos no fallaran por ninguna de las sollicitaciones analizadas.

De igual manera que para los tornillos, sobre el acople se utilizó la teoría de máximo esfuerzo cortante con el fin de verificar el factor de seguridad con el cual trabaja este (el material con el cual se construyó el acople fue acero AISI 1045 (anexo C)).

Por medio de una simulación computacional como se mencionó previamente se obtuvieron los resultados mostrados en la figura 27.

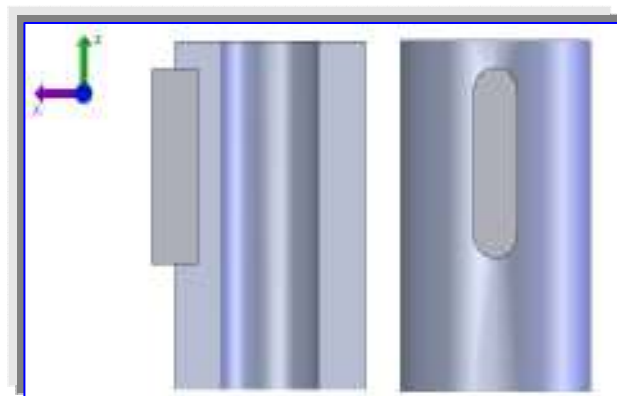
Los valores del factor de seguridad arrojados por el software fueron 35.59 y 13162 como valores mínimo y máximo respectivamente, con lo que se concluye que esta pieza trabaja en un rango de esfuerzo muy favorable y se espera que cumpla con su función dentro de la máquina de manera satisfactoria.

Figura 27. Distribución del factor de seguridad con el cual trabaja el acople.



● **Cuña- Cuñero.** La cuña y cuñero son los elementos encargados de transmitir el torque de salida del motor hacia el tazón de molienda, por medio del eje agitador, en este caso se trata de una cuña paralela cuadrada de 9.52 mm (3/8") de lado, que encaja en un cuñero de doble terminación fresado sobre el eje de agitación en la sección mas gruesa de éste, la cual corresponde al escalonamiento de 40mm, como se aprecia en la figura 28.

Figura 28. Geometría y ubicación de la cuña y cuñero, encargados de transmitir el torque desde el eje de salida del motor hacia el interior del tazón de molienda.



El material de la cuña es acero AISI 1020, se escoge este material de baja resistencia en comparación con el material del eje y el acople, para que sirva como elemento fusible y se rompa en caso de existir alguna sobrecarga en el torque de trabajo proyectado y de esta manera proteger los elementos más importantes del sistema de molienda. El chequeo de diseño que se realizó consistió en:

- Determinación de la carga sobre la cuña.
- Calculo de los esfuerzos presentes en el conjunto cuña-cuñero.
- Comparación de los esfuerzos de trabajo con la resistencia del material tanto de la cuña como del cuñero y verificación los factores de seguridad.

● **Determinación de la carga sobre la cuña.** La carga sobre la cuña corresponde a la producida sobre esta en el momento de menor régimen de velocidad angular durante el proceso de molienda, como se explico en la sección de determinación de cargas sobre el eje agitador este valor corresponde a:

$$T_{motor} = 107.89 Nm$$

La fuerza cortante que actúa sobre la chaveta será:

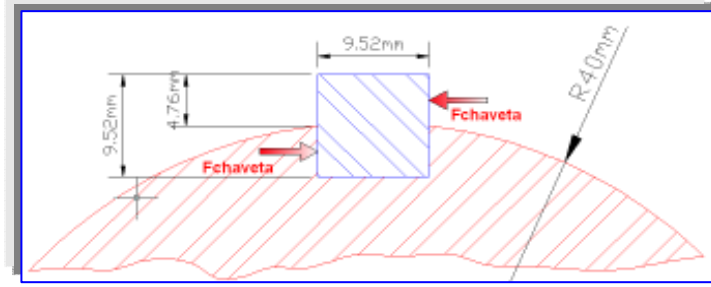
$$F_{chaveta} = \frac{T_{motor}}{R_{seccion}} = \frac{107.89}{0.02} = 5394.75 N \quad (79)$$

Donde $R_{seccion}$ es el radio de la sección del eje donde se ubica la cuña en este caso $R_{seccion} = 0.020m$.

● **Calculo de los esfuerzos presentes en el conjunto cuña-cuñero.** Los esfuerzos estimados tanto para la cuña como el cuñero fueron: Cortante directo sobre la cuña, aplastamiento en la cuña y aplastamiento en el cuñero.

Las dimensiones de la cuña se muestran en la figura 29, allí también se destaca la ubicación de la carga de diseño proyectada, a partir de las dimensiones mostradas se determina la longitud optima de la cuña para resistir adecuadamente las sollicitaciones para las cuales se diseñó.

Figura 29. Dimensiones de la chaveta y ubicación de las cargas actuantes.



Los esfuerzos sobre la cuña y el cuñero se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

El esfuerzo cortante directo sobre la cuña:

$$\tau_{Chaveta} = \frac{F_{Chaveta}}{A_{corte}} = \frac{5394.75}{(l_{chaveta})(9.52 \times 10^{-3})} = \frac{5.86 \times 10^5}{l_{Chaveta}} \quad (79)$$

El esfuerzo de aplastamiento en la cuña es:

$$\sigma_{achaveta} = \frac{5394.75}{(l_{chaveta})(4.76 \times 10^{-3})} = \frac{1.13 \times 10^6}{l_{chaveta}} \quad (80)$$

Por ultimo el esfuerzo de aplastamiento sobre el eje es:

$$\sigma_{aeje} = \frac{5394.75}{(l_{chaveta})(4.76 \times 10^{-3})} = \frac{1.13 \times 10^6}{l_{chaveta}} \quad (81)$$

● **Comparación de los esfuerzos de trabajo con la resistencia del material tanto de la cuña como del cuñero y verificación los factores de seguridad.**

Para comprobar los esfuerzos de trabajo con las resistencias de los materiales tanto de la cuña como del cuñero se tiene las siguientes propiedades mecánicas de los materiales: Para el material del eje $S_{ye} = 1280MPa$ y para el material de la cuña $S_{yc} = 207MPa$.

A partir de estas propiedades se puede determinar la longitud mínima que debe tener ya sea la cuña o el cuñero para su correcto funcionamiento. Por cortante sobre la cuña la longitud mínima de esta debe ser:

$$N_y = \frac{S_{syc}}{\tau_{chaveta}} = \frac{(207)(0.58)(l_{chaveta})}{5.86 \times 10^{-5}} \quad (82)$$

Se escogió un factor de seguridad $N_y = 1$ ya que este elemento debería cortarse, en el momento en que exista algún sobre torque en el sistema de transmisión de potencia del molino, de igual manera el esfuerzo de fluencia del material de la cuña debió reducirse al multiplicarse por el factor 0.58, para de esta manera determinar la longitud con base en el esfuerzo de fluencia por cortante.

La longitud de la cuña contra falla por cortante debe ser:

$$l_{chaveta} = \frac{5.86 \times 10^5}{207(0.58)} = 4.88 \times 10^{-3} m$$

De igual manera las longitudes necesarias tanto en la cuña como para el cuñero, para prevenir la falla por aplastamiento son:

$$N_y = \frac{S_{yc}}{\sigma_{achaveta}} = \frac{(207)(l_{chaveta})}{1.13 \times 10^6} \quad (83)$$

De donde:

$$l_{chaveta} = \frac{1.13 \times 10^6}{207 \times 10^6} = 5.47 \times 10^{-3} m$$

Por ultimo la longitud del cuñero para prevenir la falla por aplastamiento debe ser:

$$l_{chaveta} = \frac{1.133 \times 10^6}{1280 \times 10^6} = 8.85 \times 10^{-4} m$$

La longitud mínima que debe tener la cuña debió ser de $5.473 \times 10^{-3} m$, la cual corresponde a la condición mas critica de esfuerzos, en este caso por aplastamiento en el material de la chaveta.

➡ **Tapa torisférica.** La tapa torisférica que se muestra en la figura 30, junto con el tazón de molienda son los componentes encargados de contener los elementos moledores, los componentes del agitador, y los polvos de aleación. Además la tapa torisférica y el tazón, deben ser capaces de soportar una temperatura de mas de 300° C y presiones mayores a 175 Psig, y de esta manera se asegura una atmósfera protectora, con gases inertes como el Argón ó con vacío ó una atmosfera reactiva utilizando Nitrógeno.

Figura 30, Imagen del modelo CAD de la tapa torisférica.



Como se aprecia en la figura 30, está constituida por un cuerpo torisférico que es el que soporta la carga por presión y temperatura cuando se realiza algún proceso, una brida circular que permite el acoplamiento del conjunto de la tapa con el tazón de molienda por medio de tornillos, una serie de agujeros con boquillas soldadas que sirven para la colocación de elementos de control.

Termocupla tipo j, para el control de temperatura, Abertura para la inserción de las bolas de acero y polvos de aleación y Conexión a Manifold, que es el elemento que permite la derivación para hacer el empalme con otros elementos como, mano-vacuómetro, que indica la presión con que se esta procesando la aleación, válvula de aguja, para el alivio de presión una vez se haya completado el proceso de aleación, Válvula de seguridad para la prevención en caso de sobre presiones y una conexión que permite la realización del vacío y la presurización voluntaria del tazón de molienda antes de iniciar cada proceso.

El diseño tanto de este componente, como del tazón se realizó, con base en un manual resumido del código ASME sección VII división I que sirve para el diseño y construcción de recipientes sometidos a presión tanto interna como externa.

Este manual brinda el soporte adecuado para la realización de estimaciones y cálculos de diseño para este tipo de componentes²⁸.

Específicamente se siguieron los pasos:

²⁸ ARCE CABANZO, Gislaine; BLANDON GRANADA, José Ignacio. Manual de interventoría para la fabricación de tanques a presión e intercambiadores de calor. Santiago de Cali, 1992. p. 1-175. Trabajo de grado (Ingeniero mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías.

- Hoja de datos y especificaciones.
- Diseño geométrico de los elementos.
- Diseño mecánico.
- Representación de elementos diseñados en planos (Ver planos).
- Verificación de las propiedades de los materiales para construcción y desempeño (Anexo B).

● **Hoja de datos y especificaciones.** Contiene todas las condiciones y características del equipo emitidas por la persona o ente que va a utilizar el equipo, esta hoja es muy necesaria porque de allí se toman las especificaciones técnicas con las que debe cumplir el recipiente, para realizar un diseño completo y bien dirigido. La tabla 29, es la hoja de especificaciones estimada para la tapa torisférica y para el tazón de molienda, de allí se tomaron las especificaciones para iniciar con el diseño de tales componentes. Para el diseño de la tapa torisférica se analizaron 6 casos de funcionamiento a las que podría estar sometida, de los cuales se seleccionaron 2 como los casos más críticos:

Caso 1. Recipiente trabajando a presión atmosférica y temperatura, $T=50^{\circ}\text{C}$.

Caso2. Recipiente trabajando a presión atmosférica inicialmente y con temperatura, $T=350^{\circ}\text{C}$.

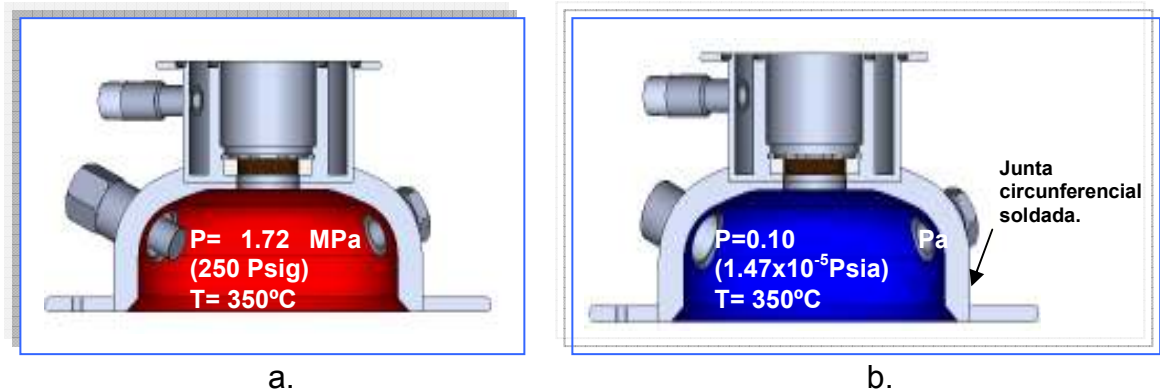
Caso 3. Recipiente trabajando en atmósfera presurizada, $P= 1.72 \text{ MPa}$ (250 Psig) y temperatura, $T=50^{\circ}\text{C}$.

Caso 4. Recipiente trabajando en atmósfera Presurizada, $P= 1.72 \text{ Mpa}$ (250 Psig) y temperatura, $T= 350^{\circ}\text{C}$.

Caso 5. Recipiente trabajando en atmósfera de vacío, $P= 0.10 \text{ Pa}$ ($1.47 \times 10^{-5} \text{ Psia}$) y temperatura, $T=50^{\circ}\text{C}$.

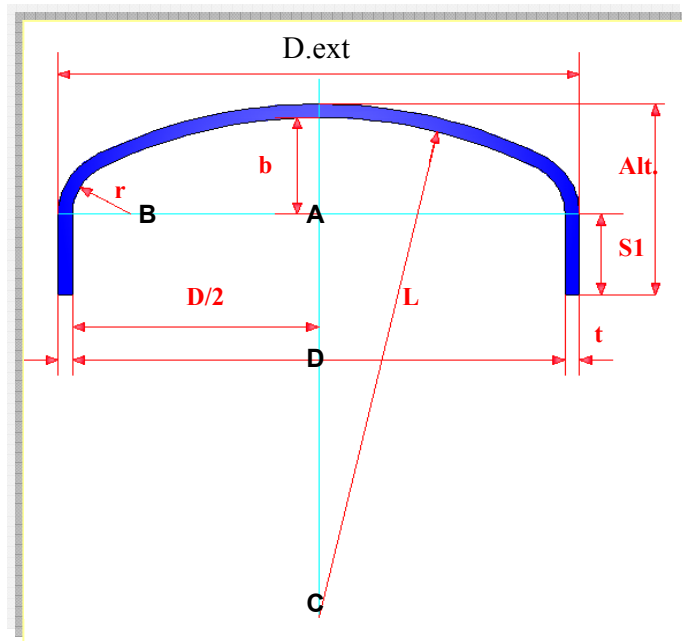
Caso 6. Recipiente trabajando en atmósfera de vacío, $P= 0.10 \text{ Pa}$ ($1.47 \times 10^{-5} \text{ Psia}$) y temperatura, $T=350^{\circ}\text{C}$.

Figura 31. Condiciones de trabajo de la tapa torisférica escogidas para el diseño: a) Caso 4, b) Caso 6.



● **Diseño geométrico de los elementos.** En este caso se decidió diseñar la tapa del recipiente en concordancia con las dimensiones de un fondo torisférico, debido a que son los más comúnmente usados en nuestro medio y que su fabricación es factible. En la figura 32 y tabla 30 se muestran, esquemáticamente las principales dimensiones y valores de la tapa torisférica.

Figura 32. Esquema con las dimensiones principales de la tapa torisférica.



Fuente: ARCE CABANZO, Gislaine; BLANDON GRANADA, José Ignacio. Manual de interventoría para la fabricación de tanques a presión e intercambiadores de calor. Santiago de Cali, 1992. p. 25. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías.

Tabla 29. Dimensiones principales de la tapa torisférica, dimensiones en m, ver figura 32.

Diámetro interno (D)	<i>0,13</i>
Espesor (t)	<i>0,012</i>
Radio reborde(r)	<i>0,02</i>
Faldón (s1)	<i>0,02</i>
Distancia AB	<i>0,04</i>
Distancia BC	<i>0,1</i>
Distancia AC	<i>0,1</i>
Distancia b	<i>0,03</i>
Altura	<i>0,07</i>

Fuente: ARCE CABANZO, Gislaine; BLANDON GRANADA, José Ignacio. Manual de interventoría para la fabricación de tanques a presión e intercambiadores de calor. Santiago de Cali, 1992. p. 25. Trabajo de grado (Ingeniero mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías.

Tabla 30. Hoja de especificaciones para el diseño de la tapa torisférica y tazón de molienda.

Condiciones Geométricas				
1	Volumen nominal (m³)	0.00450	Volumen efectivo (m³)	0.00214
2	Diámetro exterior (m)	0.17146	Altura cilíndrica(m)	0.18415
3	Posición	Vertical		
4	Condiciones de operación	Temp. Amb, Alta. Temp., Vacío, Presuri., P atm.		
5	Fluido contenido	Sol.X Liq.X Gas.X	Densidad	-----
6	Temp. Int. de operación. (°C)	23 - 325°C	Temp. Ext. de operación. (°C)	23
7	Pres. Int. de operación(Psia)	250	Pres. Ext. de oper.(Psig)	14.7 - 29.4
8	Comp. Corrosivos y abrasivos	Si	Otras impurezas	-----
9	Notas:			
10	Presencia de agentes corrosivos		Presencia agentes Abrasivos	
	Nitrógeno		Bolas de acero	
	Etanol		Carburos	
Condiciones de diseño				
11	Capacidad total (m³)	0.00450	Máx. nivel del fluido (m)	-----
12	Máx. Pres. de serv int (Psig)	175	Máx. pres. permisible	250
13	Temp. Máx. de diseño (°C)	450	Temp. Min de diseño (°C)	20
14	Temp. perm. de diseño (°C)	350	Temp. Perm de serv. Ext.(°C)	350
15	Presión de diseño (Psig)	250	Pres. ext. de diseño (Psia)	35
16	Eficiencia de juntas	50%	Eficiencias juntas fondo	50%
17	Tolerancia de corrosión	50%		
18	Decapado	No	Pintura	No
19	Máx. Peso de instalación (Kg)	19	Peso con fluido (Kg)	30
20	Protección superficial interna	No	Aislamiento térmico	No
Características Componentes				
21	Cilindro	Normal, Fondo red.	Acero inox AISI 420, Bonif: 50HRC	
22	Cabeza	Toriférica	Acero inox AISI 304.	
23	Bridas	Circulares	Acero inox AISI 304.	
24	Tuberías	Boquillas de 1",3/8" y 1/2"	Acero inox AISI 304.	
26	Tornillos y tuercas	8 de 1/4"-20UNC	Acero inox AISI 304	
27	Empaques	Circulares, secc. cuad.	Silicona	

Fuente: ARCE CABANZO, Gislaine; BLANDON GRANADA, José Ignacio. Manual de interventoría para la fabricación de tanques a presión e intercambiadores de calor. Santiago de Cali, 1992. p. 244. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías.

Como se aprecia en la figura 32, además de la cabeza torisférica, la tapa consta de una brida circular y 3 boquillas. Un aspecto importante que cubre el manual, es el rendimiento, forma y colocación de la soldadura con la que se une cada uno de los elementos a la cabeza o cuerpo del recipiente, de acuerdo a lo anterior (ver

figuras 30), las juntas soldadas tomadas en cuenta en los cálculos de diseño fueron:

- Junta circunferencial que une la cabeza torisférica con la brida de la tapa con las siguientes características:

Eficiencia de la junta: 50% Junta tipo 5, categoría C.

- Junta circunferencial que une la cabeza torisférica con cada una de las boquillas con las siguientes características:

Eficiencia de la junta: 50% Junta tipo 4, categoría D.

● Diseño mecánico.

Caso 4. Recipiente trabajando en atmósfera Presurizada, $P = 1.72 \text{ MPa}$ (250 Psig) y temperatura, $T = 350^\circ\text{C}$.

Las fórmulas de diseño utilizadas fueron:

$$t = \frac{P_d LM}{2SE - 0.2P_d} \quad (84)$$

$$P_m = \frac{2SEt}{LM + 0.2t} \quad (85)$$

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad (86)$$

Donde:

$$P_d = 250 \text{ Psig} = 1723689 \text{ Pa}$$

Presión de diseño.

$$L = 0.13 \text{ m}$$

Radio interior de la corona (Fig. 32).

$$r = 0.02 \text{ m}$$

Radio interior de reborde tapa (Fig. 32).

$$S = \frac{S_y}{N_y} = \frac{98 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = 49 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo admisible del acero AISI 304, con $S_y @ 450^\circ \text{C}$ esfuerzo de fluencia y $N_y = 2$ factor de seguridad.

$$E = 0.5$$

Eficiencia de la junta soldada, en este caso la que une la brida circular con la cabeza.

$$t$$

Valor en metros del espesor requerido para la tapa (ecuación 85).

$$P_m$$

Es la presión máxima en Pascales que puede resistir la tapa asignando un valor de prueba al espesor de la misma.

Evaluando los valores se obtuvo:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{0.13}{0.02}} \right) = 1.33$$

$$t = \frac{(1723689)(0.13)(1.33)}{(2)(49 \times 10^6)(0.5) - (0.2)(1723689)} = 0.006 \text{ m} = 6 \text{ mm}$$

El espesor de 6mm es el requerido para que la tapa soporte la presión de diseño, sin embargo este espesor fue aumentado en un 50%, hasta $t = 0.012 \text{ m}$, para contrarrestar, los efectos de la corrosión, erosión, presurización y despresurización e impacto de las bolas en el recipiente, así que fue necesario corroborar la cantidad de presión que podría resistir la tapa para el valor final del espesor de la misma:

$$P_m = \frac{(2)(49 \times 10^6)(0.5)(0.012)}{(0.13)(1.33) + (0.2)(0.012)} = 3613527.36 \text{ Pa} = 524.09 \text{ Psig}$$

Lo cual indicó que la tapa torisférica del tazón, trabajaría en un rango de esfuerzo seguro para las sollicitaciones impuestas.

Caso 6. Recipiente trabajando en atmósfera de vacío, $P = 0.10 \text{ Pa}$ ($1.47 \times 10^{-5} \text{ Psia}$) y temperatura, $T = 350^\circ \text{C}$.

Teniendo en cuenta que la presión de vacío a la que se puede someter el tanque es análoga a una presión externa equivalente a la presión atmosférica actuando sobre el mismo, se siguió el procedimiento descrito a continuación:

Se asumió un valor para el espesor de la tapa torisférica, en este caso $t = 0.012m$.

Se determinó el factor A mediante la siguiente relación matemática:

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_o}{t}} \quad (87)$$

$$R_o = \frac{D}{2} + t \quad (88)$$

Con base en A, se acude a la figura 5-UHA -28.3 (anexo G), y dependiendo de la temperatura de diseño se determina el valor B , luego se calcula la presión externa admisible para la tapa:

$$P_{adm} = \frac{B}{\frac{R_o}{t}} \quad (89)$$

Los valores utilizados en las formulas fueron los siguientes:

$$t = 0.012m$$

Es el espesor de la tapa.

$$R_o = \frac{0.13}{2} + 0.01 = 0.08m$$

Es el radio externo del faldón de la tapa.

$$A = \frac{0.12}{\frac{0.08}{0.01}} = 0.02$$

Valor que junto con la temperatura de diseño de la tapa determinan el factor $B=9000\text{Psig}$.

Por ultimo se evalúa la formula:

$$P_{adm} = \frac{9000}{\frac{0.079}{0.0127}} = 1447\text{Psig}$$

De esta manera se comprueba que la presión de vacío a la que va a estar sometida la tapa no representa ningún riesgo, para el funcionamiento de la máquina ni para las personas que la operen.

➡ **Tazón de molienda.** El tazón de molienda, cuya imagen se muestra en la figura 33, es el componente encargado de contener: los elementos moledores, componentes del agitador, y polvos de aleación. Además debe ser capaz de soportar temperaturas de mas de 300°C así como presiones de mas de 1.72 MPa (175 Psig), y así brindar una atmósfera ya sea protectora con gases inertes como el Argón ó con vacío ó reactiva utilizando Nitrógeno.

Figura 33. Imagen del modelo CAD del tazón.



Como se aprecia en la figura 33, el tazón de molienda se compone de 3 partes principales: Una brida circular que sirve como soporte, mediante este elemento se hace el ensamble del tazón con la tapa torisférica y la cámara de refrigeración, dos asas de sujeción que sirven para el transporte y el cuerpo cilíndrico que es el que soporta la carga por presión y temperatura cuando se realiza algún proceso, como se verá mas adelante el tazón de molienda queda ensamblado dentro de la cámara de refrigeración para de esta manera poder ser enfriado externamente por medio de agua que se pone en contacto con la superficie cilíndrica externa del mismo.

● **Hoja de datos y especificaciones.** La hoja de especificaciones empleada para realizar los cálculos de diseño mecánico del tazón de molienda se muestra en la tabla 30. Para el diseño mecánico del tazón de molienda se analizaron 8 casos de funcionamiento a los que podría estar sometido, de los cuales se escogieron 2 como los más críticos, aquí se muestran los generados por efecto de

la acción de la presión externa que existe sobre el tazón en el momento de actuar el sistema de refrigeración, el resto son los ya mencionados para las condiciones de trabajo de la tapa :

Caso 1. Recipiente trabajando a presión atmosférica y temperatura de 25°C, utilizando refrigeración.

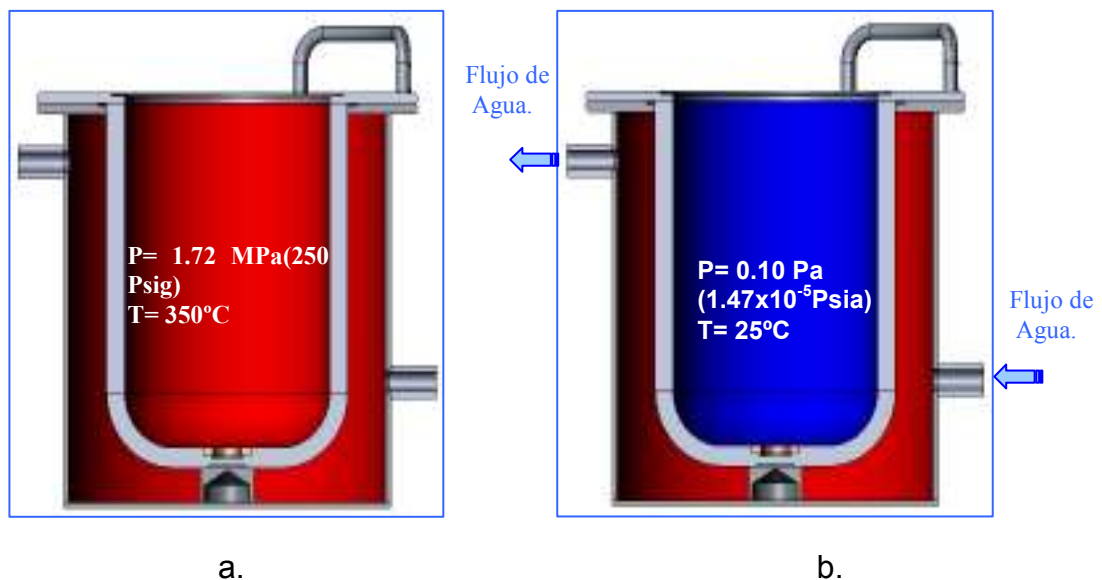
Caso 2. Recipiente trabajando en atmósfera presurizada, $P = 250$ Psig y $T = 25^\circ\text{C}$, sistema refrigerado.

Caso 3. Recipiente trabajando en atmósfera Presurizada, $P = 250$ Psig y temperatura, $T = 350^\circ\text{C}$ (Equivalente al caso 4 para la tapa).

Caso 4. Recipiente trabajando en atmósfera de vacío, $P = 1.47 \times 10^{-5}$ Psia y temperatura, $T = 25^\circ\text{C}$ (Refrigerado).

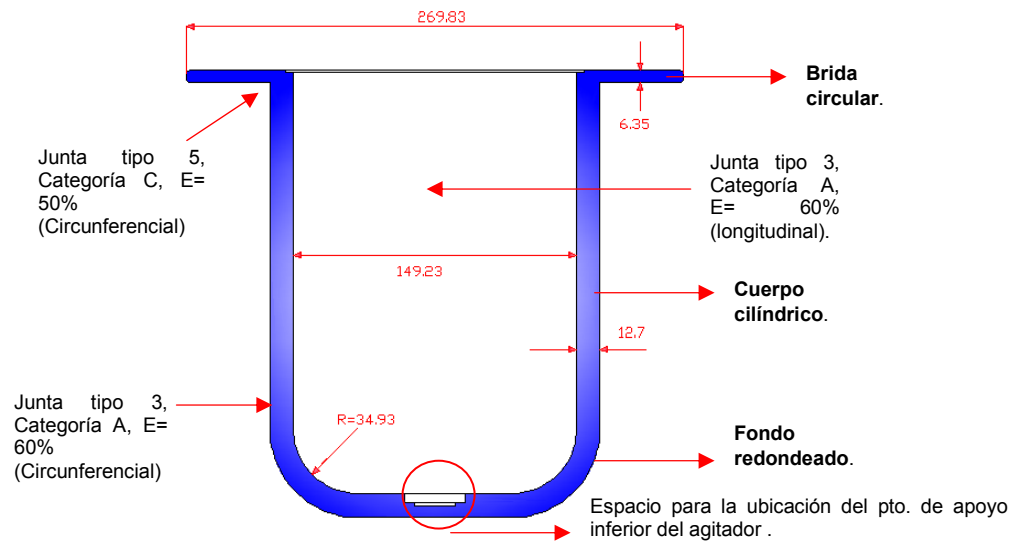
En la figura 34 se aprecia los dos casos de diseño para el tazón de molienda, el caso 3, se tuvo en cuenta debido a que para el futuro se ha planificado realizar molienda reactiva, en la cual se va a involucrar el calentamiento externo del tazón por medio de resistencias eléctricas, por lo tanto fue necesario tener en cuenta este modo de funcionamiento.

Figura 34. Condiciones de trabajo seleccionadas para el diseño del tazón. a) Caso 3, b) Caso 4.



● **Diseño geométrico.** En la figura 35, se muestra un esquema del diseño geométrico del tazón de molienda, que consta como se había mencionado anteriormente de una brida circular, un cuerpo cilíndrico, las asas para transporte y el fondo redondeado. Estas partes se unieron por medio de soldadura y como se muestra en la figura 35 se debió establecer los tipos, categorías y eficiencia; de acuerdo al servicio que prestaría el tazón, para realizar cálculos de diseño más seguros.

Figura 35. Esquema de las dimensiones del tazón de molienda, (dimensiones en mm).



● Diseño mecánico.

Caso 3. Recipiente trabajando en atmósfera Presurizada, P= 250 Psig y temperatura, T= 350°C

Las fórmulas de diseño utilizadas fueron:

Antes de comenzar con los cálculos de diseño se debió determinar que tipo de formulas utilizar, teniendo en cuenta que existen relaciones matemáticas adecuadas tanto para recipientes de pared delgada como de pared gruesa²⁹.

En general un recipiente de pared delgada se refiere a uno con una relación de radio interior a espesor de pared de 10 ó mas ($\frac{r_{int}}{t} \geq 10$)²⁸:

Se realizó la verificación:

²⁹ HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. 3 ed. México: Prentice hall, 1998. p. 414.

$$\frac{149.23}{\frac{2}{12.7}} = 0.92$$

Para lo cual se cumple que el diseño podría realizarse con referencia a las formulas empleadas para cilindros de pared gruesa:

Con base en el esfuerzo circunferencial:

$$t = R_{\text{int}} (Z_1^{1/2} - 1) \quad (90)$$

$$Z_1 = \frac{SE + P}{SE - p} \quad (91)$$

$$P_m = SE \left(\frac{Z_2 - 1}{Z_2 + 1} \right) \quad (92)$$

$$Z_2 = \left(\frac{R_{\text{int}} + t}{R_{\text{int}}} \right)^2 \quad (93)$$

Donde:

$$P_d = 250 \text{ Psig} = 1723689 \text{ Pa}$$

Es la presión de diseño.

$$R_{\text{int}} = 0.07 \text{ m}$$

Radio interior del cilindro (Fig. 35).

$$S = \frac{S_y}{N_y} = \frac{525.7 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = 262.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo admisible del acero AISI 420, con $S_y @ 450^\circ \text{C}$ esfuerzo de fluencia y $N_y = 2$ factor de seguridad.

$$E = 0.5$$

Eficiencia de la junta soldada, en este caso la que une la brida circular con el cilindro.

$$t$$

Valor en metros del espesor requerido para la tapa (ecuación 92).

P_m

Es la presión máxima en Pascales que puede resistir la tapa asignando un valor de prueba al espesor de la misma.

Z_1, Z_2

Valores de coeficientes para el calculo del espesor y la presión máxima que puede resistir el tazón.

Con base en el esfuerzo longitudinal:

$$t = R_{\text{int}} (Z_1^{1/2} - 1) \quad (94)$$

$$Z_1 = \left(\frac{P}{SE} + 1 \right) \quad (95)$$

$$P_m = SE (Z_2 - 1) \quad (96)$$

$$Z_2 = \left(\frac{R_{\text{int}} + t}{R_{\text{int}}} \right)^2 \quad (97)$$

Donde:

$$P_d = 250 \text{ Psig} = 1723689 \text{ Pa}$$

Es la presión de diseño.

$$R_{\text{int}} = 0.07 \text{ m}$$

Radio interior del cilindro (Fig. 35).

$$S = \frac{S_y}{N_y} = \frac{525.7 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = 262.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo admisible del acero AISI 420, con $S_y @ 450^\circ \text{C}$ esfuerzo de fluencia (Anexo D) y $N_y = 2$ factor de seguridad.

$$E = 0.6$$

Eficiencia de la junta soldada, en este caso la que une la brida circular con el cilindro.

t

Valor en metros del espesor requerido para la tapa (ecuación 95).

P_m

Es la presión máxima en Pascales que puede resistir la tapa asignando un valor de prueba al espesor de la misma.

Z_1, Z_2

Valores de coeficientes para el calculo del espesor y la presión máxima que puede resistir el tazón.

Evaluando los valores se obtuvo:

Con base en el esfuerzo circunferencial:

$$Z_1 = \frac{(262.86 \times 10^6)(0.5) + 1723689}{(262.86 \times 10^6)(0.5) - 1723689} = 1.02$$

$$Z_2 = \left(\frac{0.07 + 0.01}{0.07} \right)^2 = 1.37$$

$$t = 0.07(1.02^{1/2} - 1) = 0.003mm = 3.89mm$$

Finalmente, la presión que puede resistir el tazón para el espesor final escogido $t = 0.0127m$, en base al esfuerzo circunferencial presente en el tazón, es:

$$P_m = (262.86 \times 10^6)(0.5) \left(\frac{1.37 - 1}{1.37 + 1} \right) = 20612674Pa = 2989Psig$$

En base al esfuerzo Longitudinal:

$$Z_1 = \left(\frac{1723689}{(262.86 \times 10^6)(0.6)} + 1 \right) = 1.01$$

$$Z_2 = \left(\frac{0.07 + 0.01}{0.07} \right)^2 = 1.37$$

$$t = 0.07(1.01^{1/2} - 1) = 0.000369m = 0.36mm$$

Finalmente, la presión que puede soportar el tazón para el espesor final escogido $t = 0.0127m$, en base al esfuerzo longitudinal presente en el tazón, es:

$$P_m = (262.86 \times 10^6)(0.6)(1.37 - 1) = 58671914Pa = 8509Psig$$

A partir de los cálculos realizados se deduce que la condición mas critica de esfuerzo viene dada por los esfuerzos circunferenciales y que el espesor de diseño $t = 0.0127m$ es satisfactorio para la sollicitación planteada.

Caso 4. Recipiente trabajando en atmósfera de vacío, $P = 1.47 \times 10^{-5}$ Psia y temperatura, $T = 25^\circ C$ (Refrigerado).

Restando la presión externa producida durante el proceso de refrigeración con la presión de vacío se obtiene un resultado análogo a una presión externa equivalente a $P_e = 12.353 Psig$, para calcular el espesor requerido en este caso se siguió el procedimiento descrito a continuación:

Se asumió un valor para el espesor del tazón de molienda, en este caso $t = 0.0127m$.

Se determinó el factor A de la siguiente manera:

$$\frac{L}{D_o} \quad (98)$$

$$\frac{D_o}{t} \quad (99)$$

Donde:

$D_o = 0.15m$, es el diámetro interior del tazón, $L = 0.18m$ es la longitud de la parte cilíndrica y $t = 0.0127m$ es el espesor del mismo.

Reemplazando se obtuvo:

$$\frac{L}{D_o} = \frac{0.18}{0.14} = 1.23$$

$$\frac{D_o}{t} = \frac{0.14}{0.01} = 11.75$$

Con base en estos valores, se acude a la figura 5-UGO-28.o (anexo F), haya el valor $A = 0.03$, Con base en A, se acude a la figura 5-UCS-28.2 (anexo E), y dependiendo de la temperatura de diseño se haya el valor $B = 18000 Psig$ luego se determina la presión externa admisible para el tazón mediante:

$$P_{adm} = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (100)$$

Por ultimo se evaluó la formula:

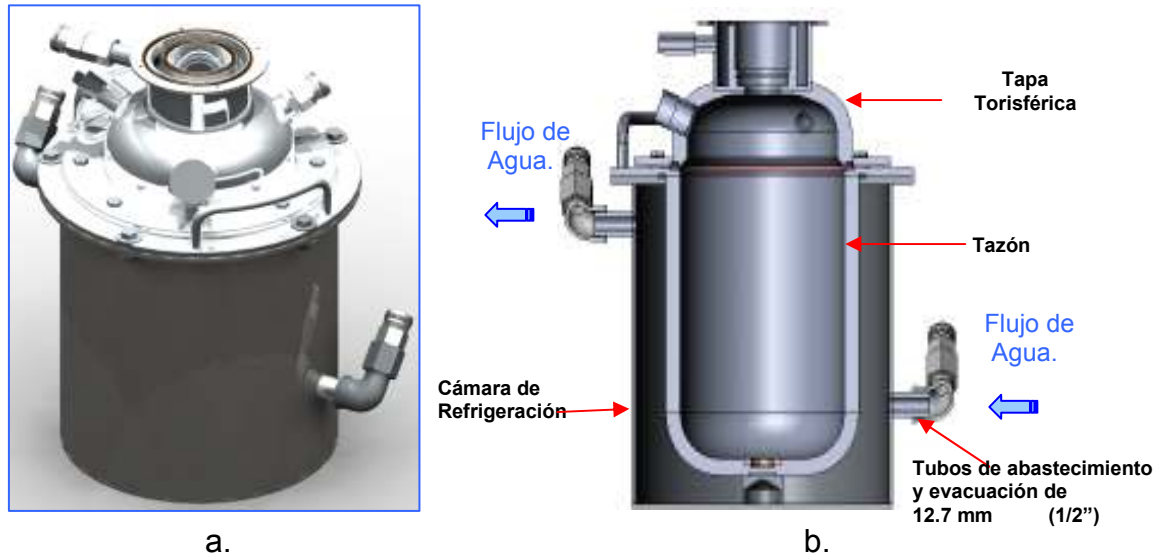
$$P_{adm} = \frac{4(18000)}{3(11.750)} = 2042.5$$

Con los cálculos anteriores se comprobó que la presión de externa a la que estará sometido el tazón no representa ningún riesgo, para el funcionamiento de la maquina.

➡ **Cámara de refrigeración.** Como se aprecia en la figura 36, la cámara de refrigeración contiene al tazón de molienda y este a su vez sostiene a la tapa torisférica, la principal tarea de la cámara es refrigerar directamente al tazón utilizando como medio de refrigeración agua que es bombeada desde un tanque de almacenamiento puesto dentro de la estructura del molino. Esta debe soportar una presión de 0.09MPa (13.15 Psig) que es la suministrada por la motobomba y a su vez tener como característica geométrica, la capacidad para albergar los elementos mencionados y permitir la circulación efectiva del líquido refrigerante.

Como se aprecia en la figura 36. La cámara de refrigeración esta compuesta por: una brida circular que es donde se asienta y sujeta el tazón de molienda junto con la tapa torisférica, un cuerpo cilíndrico donde se contiene el cuerpo del tazón de molienda y por donde circula el agua, un fondo circular plano y un punto de apoyo donde se inserta el extremo del tazón con el que se centra el mismo.

Figura 36. Imagen del modelo CAD de la cámara de refrigeración. **a)** Vista isométrica del conjunto cámara de refrigeración, tazón y tapa torisférica. **b)** Vista en corte del conjunto.



● **Hoja de datos y especificaciones.** Las especificaciones previstas para el diseño de este componente fueron las siguientes:

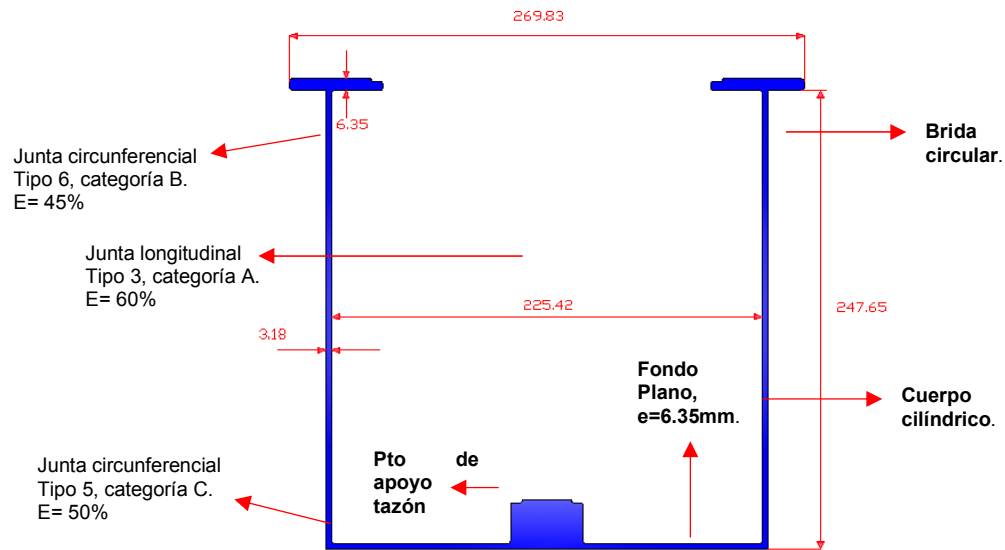
- Presión de diseño: 0.17 MPa (25 Psig)
- Temperatura de diseño: 70° C
- Tolerancia de corrosión: 15%

Con estos datos se procedió al diseño de la cámara, advirtiendo que solo interviene un caso crítico de posible funcionamiento, que ocurre cuando se activa el sistema de refrigeración.

● **Diseño geométrico.** En la figura 37, se muestra un esquema del diseño geométrico de la cámara de refrigeración, el cual consta como se había mencionado anteriormente de una brida circular, un cuerpo cilíndrico, un fondo circular plano y un punto de apoyo.

Todas estas partes se unieron por medio de soldadura y como se muestra en la figura se debieron establecer los tipos, categorías y eficiencias de estas de acuerdo al servicio que prestaría la cámara, para realizar cálculos de diseño más precisos.

Figura 37. Esquema donde se muestran las dimensiones de la cámara de refrigeración, (cotas en milímetros).



● **Diseño mecánico.** Las fórmulas de diseño utilizadas fueron:

Se debió determinar que tipo de formulas de diseño utilizar, teniendo en cuenta que existen relaciones matemáticas adecuadas tanto para recipientes de pared delgada como de pared gruesa.

En general un recipiente de pared delgada se refiere a uno con una relación de radio interior a espesor de pared de 10 ó más ($\frac{r_{int}}{t} \geq 10$)²⁸.

Se realizó la verificación:

$$\frac{112.71}{\frac{2}{3.18}} = 35.44$$

Para lo cual se cumplía que el diseño podría realizarse con referencia a las formulas empleadas para cilindros de pared delgada.

Con base en el esfuerzo circunferencial:

$$t_{ec} = \frac{P_1 R}{SE_c - 0.6 P_1} \quad (101)$$

$$P_{adm.ec} = \frac{SE_c t_{est}}{R + 0.6 t_{est}} \quad (102)$$

Donde:

$$P_1 = 25 \text{ Psig} = 172368.93 \text{ Pa}$$

Es la presión de diseño a la que va a estar sometida la cámara de refrigeración.

$$R = 112.71 \text{ mm} = 0.11 \text{ m}$$

Es el radio interno del cuerpo cilíndrico del tazón.

$$S = \frac{S_y}{N_y} = \frac{235.2 \times 10^6 \text{ Pa}}{2} = 116.76 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo admisible del acero AISI 304, con $S_y @ 70^\circ \text{C}$ esfuerzo de fluencia y $N_y = 2$ factor de seguridad.

$$E_c = 0.45$$

Eficiencia de la junta soldada, en este caso la que une la brida circular con el cuerpo cilíndrico.

$$t_{ec}$$

Es el espesor que debe tener el cuerpo de la cámara de refrigeración con base a la presión de diseño y el esfuerzo circunferencial.

$$t_{est}$$

Es el espesor estimado que debe tener el cuerpo de la cámara de refrigeración con base a una presión que puede llegar a resistir (Se cumple que $t_{est} \geq t$), ya que este es el espesor con el que se diseño la cámara.

$$P_{adm.ec}$$

Presión que puede admitir la cámara, para el espesor final de diseño (con base en el esfuerzo circunferencial).

Con base en el esfuerzo longitudinal:

$$t_{el} = \frac{P_1 R}{2SE_l + 0.4P_1} \quad (103)$$

$$P_{adm.el} = \frac{2SE_l t_{est}}{R - 0.4t_{est}} \quad (104)$$

Las variables utilizadas en las ecuaciones (104) y (105) son las mismas que en las ecuaciones 102 y 103 a excepción de:

$$E_l = 0.60$$

Eficiencia de la junta soldada, en este caso la que utiliza para cerrar el cuerpo cilíndrico de la cámara.

$$t_{el}$$

Es el espesor que debe tener el cuerpo de la cámara de refrigeración con base a la presión de diseño y el esfuerzo longitudinal.

$$P_{adm.el}$$

Presión que puede admitir la cámara, para el espesor final de diseño (con base en el esfuerzo longitudinal).

Evaluando los valores con base en el esfuerzo circunferencial se obtuvo:

$$t_{ec} = \frac{(172368.93)(0.112)}{(116.7 \times 10^6)(0.45) - (0.6)(172368.93)} = 0.00037m = 0.37mm$$

$$P_{adm.ec} = \frac{(116.7 \times 10^6)(0.45)(0.00318)}{(0.112) + (0.6)(0.00318)} = 1466075Pa = 212.63Psig$$

Evaluando los valores con base en el esfuerzo longitudinal se obtuvo:

$$t_{el} = \frac{(172368.93)(0.112)}{(2)(116 \times 10^6)(0.60) + (0.4)(172368.93)} = 0.00013 = 0.13 \text{ mm}$$

$$P_{adm.ec} = \frac{(116.7 \times 10^6)(0.60)(0.00318)}{(0.112) + (0.6)(0.00318)} = 1954767 \text{ Pa} = 283.51 \text{ Psig}$$

Lo anterior demuestra que un espesor de diseño final de 1/8" ó 3.18 mm es el adecuado para la solicitación especificada y que la presión admisible (para el cuerpo cilíndrico de la cámara de refrigeración) que puede soportar este espesor es limitada por los cálculos realizados con base al esfuerzo circunferencial (al ser mas conservativos), $P_{adm} = 1466075 \text{ Pa} = 212.63 \text{ Psig}$.

Cálculos realizados para el dimensionamiento del fondo plano:

El espesor del fondo quedo definido mediante:

$$t_f = d \sqrt{\frac{CP_1}{SE_f}} \quad (105)$$

$$C = 0.33m \quad (106)$$

$$m = \frac{t_r}{t_s} \quad (107)$$

Donde:

C Factor que tiene en cuenta el método de fijación (En este caso el fondo fue soldado de modo que $C_{\min} = 0.20$).

m Relación usada para calcular C .

$t_r = t_{ec} = 0.37 \text{ mm} = 3.7 \times 10^{-4} \text{ m}$ Espesor del cuerpo al que va unida la tapa calculado mediante la ec. 102.

$t_s = 3.18 \text{ mm} = 3.18 \times 10^{-3} \text{ m}$ Espesor final establecido.

$d = 0.22 \text{ m}$ Diámetro interno del cuerpo cilíndrico de la cámara torisférica (Fig. 37).

$$E_f = 50\%$$

Eficiencia de la junta con que se une el fondo al cuerpo cilíndrico (Fig. 37).

Se realizaron los reemplazos y se obtuvo:

$$m = \frac{0.00037}{0.00318} = 0.12$$

$$C = (0.33)(0.116) = 0.04$$

Al no cumplir con $C \geq 0.20$ se toma $C = 0.20$.

$$t_f = 0.225 \sqrt{\left(\frac{(0.20)(172368.93)}{(116.7 \times 10^6)(0.5)} \right)} = 0.00546m = 5.46mm$$

Para finalizar con el diseño de componentes mecánicos, se realizó el dimensionamiento de las piezas restantes sometidas a presión (figura 38), estas incluyen:

Figura 38. Imagen del modelo CAD, donde se muestran, la cámara de refrigeración del sello mecánico, y el sistema de molienda conectado al Manifold.



➡ **Manifold:** que se deriva de la tapa torisférica, donde se conectan importantes elementos de instrumentación del molino.

➡ **Cámara de refrigeración del sello mecánico:** Se encuentra sobre la tapa torisférica.

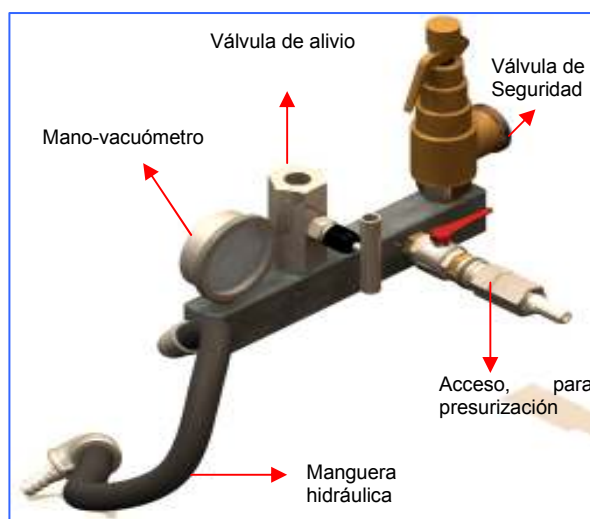
La estimación de esfuerzos y factores de seguridad para estos elementos se hizo por medio de simulaciones computacionales en el software ALGOR, fue conveniente debido a que la geometría de estas partes es compleja, y en pro de obtener resultados confiables y rápidos.

➡ **Manifold.**

● **Funcionamiento.** El manifold tiene la función de brindar espacio a componentes de instrumentación que son importantes para el correcto funcionamiento y monitoreo del proceso de molienda, su conexión se realiza a una de las boquillas practicadas sobre la tapa torisférica por medio de una manguera hidráulica multiusos con un rango de presión de trabajo de 0.10 Pa (-14.7 Psig) a 1.72 MPa (250Psig) que tiene la posibilidad de conectarse y desconectarse mediante un acople rápido, el manifold soporta los siguiente componentes (ver figura 39):

- Mano-vacuómetro.
- Válvula de alivio.
- Válvula de seguridad
- Acceso para introducción de gases de protección o reactivos y realización de vacío.

Figura 39. Imagen del modelo CAD del manifold.

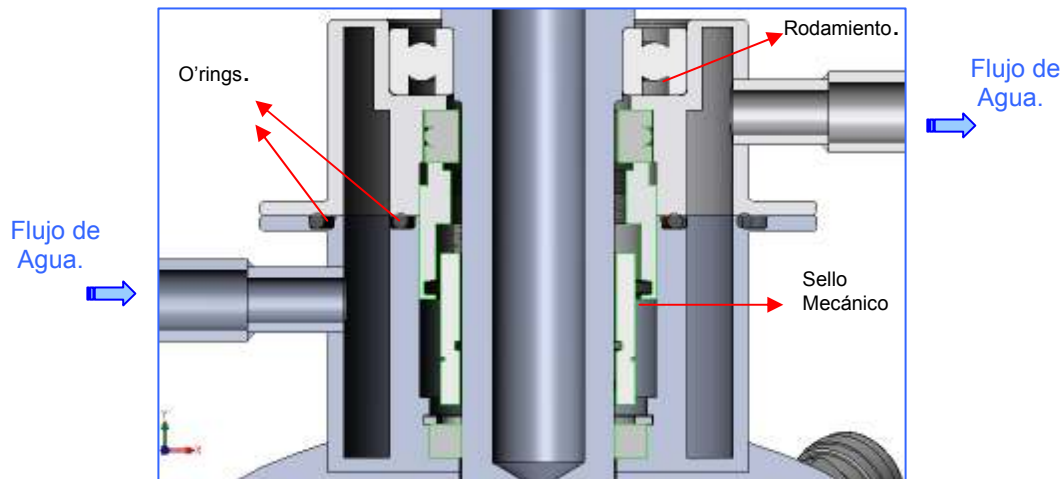


➡ Cámara de refrigeración del sello mecánico.

● **Funcionamiento.** La cámara de refrigeración del sello mecánico garantiza que éste, no sobrepase la temperatura máxima de funcionamiento recomendada por el fabricante, 230 °C, por lo tanto se tomó la precaución de controlar el nivel máximo de temperatura del sello mecánico a 50°C desde el momento en que se inicia el proceso de aleación.

El sello mecánico se encuentra protegido en un compartimiento cerrado herméticamente por medio de dos (2) empaquetaduras estáticas O’rings de Vitón, este compartimiento es mojado externamente por agua que circula desde una derivación practicada en red hidráulica que surte a la cámara de refrigeración del tazón de molienda(ver figura 40), garantizando que se cumpla el objetivo.

Figura 40. Imagen del modelo CAD de la cámara de refrigeración sello mecánico.



● **Verificación de esfuerzos y factores de seguridad.** La figura 41 muestra las imágenes obtenidas después de la simulación realizada en el software Algor para la obtención de la distribución de los estados de esfuerzos y factores de seguridad sobre las partes. Las condiciones de la simulación fueron las siguientes:

Materiales:

Manifold: Acero AISI 1045 (Anexo C).
Cámara de refrigeración sello mecánico: Acero Inox AISI 304.

Cargas de presión:

Manifold: 1723689.3Pa = 250Psig

Cámara de refrigeración sello mecánico: 89107.842Pa = 12.924Psig

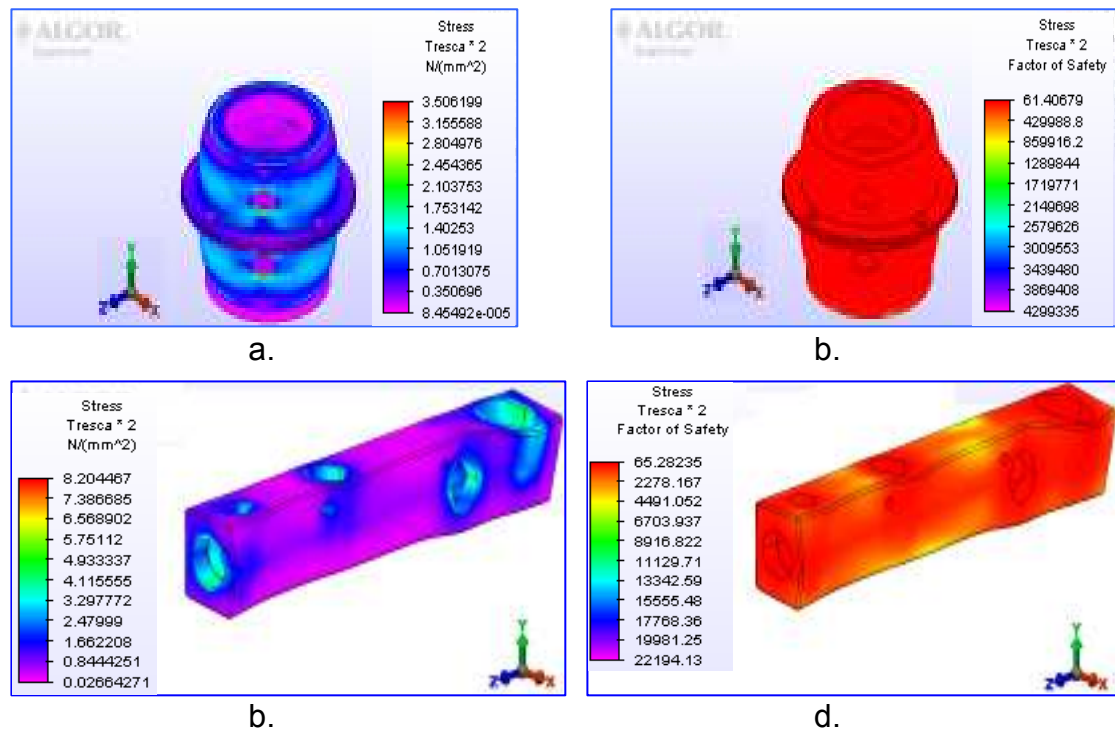
En ambos casos se realizó la simulación en el entorno de materiales lineales sometidos a carga estática. Los resultados obtenidos fueron satisfactorios para las geometrías establecidas, en la tabla 31 se presenta un resumen de los resultados.

Tabla 31. Resultados obtenidos en la simulación.

Manifold			Cámara de refrigeración sello mecánico		
	<i>Esfuerzo (Pa)</i>	<i>FS</i>		<i>Esfuerzo (Pa)</i>	<i>FS</i>
Valor mínimo	3506199	<u>61.40</u>	Valor mínimo	8204467	65.28
Valor máximo	84.54	4299335	Valor máximo	<u>26642.71</u>	22194

A partir de los resultados obtenidos en la simulación se puede concluir que ambas partes trabajan en un rango de esfuerzos muy seguro y no se prevé una posible falla de alguna de ellas.

Figura 41. Imagen del modelo FEA de: a) Estado de esfuerzos de Tresca para la cámara de refrigeración sello mecánico, b) Distribución del factor de seguridad de la cámara de refrigeración sello mecánico, c) Estado de esfuerzos de Tresca para el manifold y d) Distribución del factor de seguridad del manifold.



9.2. CALCULOS DEL SISTEMA HIDRAULICO

El sistema hidráulico del molino Atritor tiene como función brindar suministro de agua para realizar la correcta refrigeración del tazón de molienda y sello mecánico, cuando sea necesario durante el proceso, dependiendo de los requerimientos de la aleación que se requiera preparar. En la figura 42 y la tabla 32 se presenta el sistema hidráulico en detalle. Los valores de rugosidad media para mangueras fue tomado como $0.3 \times 10^{-3} \text{m}$, la tubería y accesorios en acero inoxidable $3.2 \times 10^{-3} \text{m}$ ³⁰.

Tabla 32. Accesorios del sistema hidráulico del molino Atritor

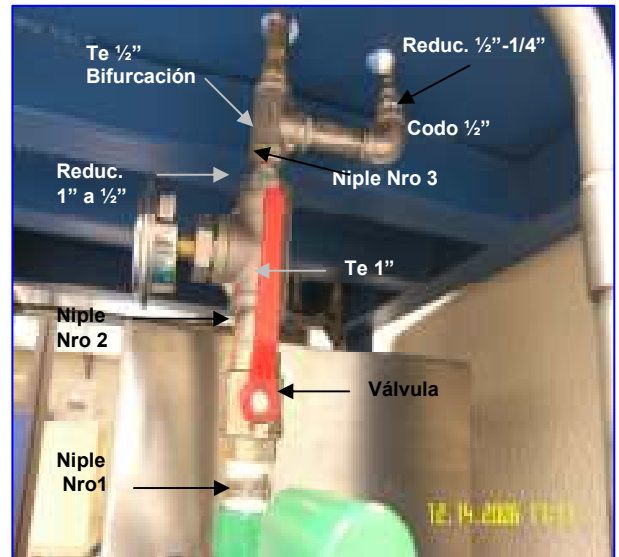
ITEM	ACCESORIO	DIMENSIONES
1	Tanque de almacenamiento	40 l
2	Tubo salida taque, ferulado	Di = 1" x L=3 1/2"
3	Tubo succión bomba ferulado	Di = 1" x L=3 1/2"
4	Empaque	1 1/2"
5	Abrazadera	Para F. de 1 1/2"
6	Motobomba	Caudal 10 gpm
7	Niple N° 1	Di = 1" x L=3"
8	Válvula de bola	Di 1"
9	Niple N° 2	Di = 1" x L=2"
10	Te	Di = 1"
11	Reducción	De= 1" Ds=1/4"
12	Manómetro	Rango 0- 60Psi
13	Reducción	De= 1" Ds=1/2"
14	Niple N° 3	Di = 1/2" x L=1 1/2"
15	Te (bifurcación)	Di=1/2"
16	Manguera refrigeración tazón	L =1m
17	Acople rápido	Di=1/2"
18	Niple N° 4	Di=1/2" x L=3"
19	Codo 90°	Di=1/2"
20	Reducción	De= 1/2" Ds=1/4"
21	Manguera refrigeración sello	Di=1/4"
17	Acole rápido	Di=1/4"

³⁰ MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. 2 ed. México: Alfaomega, 1982. p. 219.

Figura 42. Descripción de componentes del sistema hidráulico: a) Imagen de la tubería de succión y motobomba, b) Imagen de los accesorios en la tubería de descarga, c) Imagen del prototipo virtual del sistema hidráulico.



a.



b.



c.

Los cálculos realizados en esta sección incluyeron:

- Cálculo de pérdidas secundarias, desde la tubería de succión, justo hasta el punto donde se produce bifurcación del caudal.

● Cálculo de pérdidas primarias después de la bifurcación en las mangueras de suministro.

● Estimación de la altura manométrica que debe entregar la motobomba, selección de la misma y estimación de presiones en las cámaras de refrigeración tanto del tazón como del sello mecánico.

9.2.1. Pérdidas secundarias. Las pérdidas secundarias que se calcularon para la red hidráulica son las que se presentan en la tubería de succión y en la de descarga justo hasta el punto donde se bifurca la tubería, esto se hizo debido a que en este tramo de la red no existen largas secciones de tubería por donde el agua pueda circular libremente, debido a ello y a la presencia de tantos accesorios en esa sección, las principales pérdidas se consideran secundarias.

Las pérdidas de energía en un fluido que se transporta por una tubería que tienen lugar en los accesorios como: transiciones, codos, válvulas, tes., etc. Se pueden estimar mediante la ecuación fundamental de las pérdidas secundarias, análoga a la ecuación de Darcy-Weisbach para las pérdidas primarias de fricción en tuberías de gran longitud por donde circule un fluido³¹, es:

$$H_{rs} = \xi \frac{V^2}{2g} \quad (108)$$

Donde: H_{rs} Pérdida de carga o energía secundaria, ξ Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria, V Velocidad media del fluido en la tubería y g es la constante de aceleración gravitacional tomada como $9.8 \frac{m}{s^2}$.

La estimación de estos valores de pérdida de carga se realizó acudiendo a las tablas adecuadas para la consecución de los valores del coeficiente adimensional de pérdidas secundarias³², teniendo como única restricción de cálculo, el caudal que entregaría la motobomba durante su funcionamiento, que es $Q = 10 \text{ gpm}$ ³³.

En la tabla 33 se presenta un resumen de los valores de pérdida de carga secundaria calculada para cada accesorio, y cada uno de los datos necesarios estimados para la aplicación de la ecuación (109), y la pérdida de energía total que experimenta el fluido en esta sección de la red. Allí se presentan las pérdidas secundarias experimentadas por el fluido en dos tramos, el primero, desde la succión justo hasta el punto de bifurcación, y el segundo desde el punto de

³¹ Ibid., p. 237.

³² Ibid., p. 237-247.

³³ BOTERO ARANGO, Op. cit., p. 30.

bifurcación por la rama de tubería donde se encuentran el codo de ½" y la reducción de ½" a ¼".

Tabla 33. Valores calculados de pérdidas secundarias causadas por accesorios en la red hidráulica del molino atritor.

ITEM	ACCESORIO	COEFICIENTE	PERDIDA (m)
1	Salida tanque	0.5	0.04
2	Válvula de bola	1.56	0.12
3	Te 1"	2	0.15
4	Reducción 1"-1/2"	0.4	0.50
Total hasta el pto de bifurcación			0.82
5	Te Bifurcación 1/2	2	0.28
6	Codo 90° 1/2"	0.16	0.02
7	Reducción 1/2"-1/4"	0.4	0.05
Total después del pto de bifurcación			0.36

Los valores son estimados a partir de $Q = 6.30 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, las velocidades pertinentes para cada sección como $V = QA$, donde A es el área de la sección evaluada, y $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, todo esto reemplazado en la ecuación (109).

9.2.2. Pérdidas primarias. Estas pérdidas corresponden a las generadas por los efectos de fricción y número de Reynolds, en las mangueras de suministro y los tramos cortos de tubería. Estas son de superficie en el contacto que experimenta el fluido con la tubería, rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de partículas del fluido entre sí (régimen turbulento)³⁴.

Su cuantificación se hizo mediante la ecuación de Darcy-Weisbach que establece que la pérdida de carga en un tramo de tubería largo es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería, e inversamente proporcional al diámetro de la misma³⁵: Ecuación de Darcy-Weisbach:

$$H_{rp} = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (109)$$

Donde H_{rp} es la pérdida de carga primaria, λ coeficiente de pérdida de carga, L longitud de la tubería, D Diámetro de la tubería y V, es la velocidad media del fluido en la tubería. El cálculo realizado para la estimación de las pérdidas

³⁴MATAIX, Op. cit., p. 203.

³⁵ Ibid., p. 206.

primarias en el sistema hidráulico del molino atritor se hizo mediante los siguientes pasos, ver tabla 34, donde se presentan los valores calculados.

- Según el material se estableció la rugosidad del mismo.
- Se calculó la rugosidad relativa del material en cuestión.
- Se calculó el número de Reynolds, mediante $R = \frac{VD}{\nu}$, donde V, es la velocidad media del fluido, D es el diámetro de la tubería, y ν es la viscosidad cinemática del fluido a la temperatura adecuada.
- Por medio del diagrama de Moody se estableció el valor de λ , para ser usado en la ecuación 110.
- El valor de λ se sustituyó en la ecuación de Darcy-Weisbach, y se determinaron las pérdidas en cada tramo.

Tabla 34. Descripción y cuantificación de las pérdidas primarias calculadas para la red hidráulica (Para $\nu = 6.61 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, temperatura del agua a 40°C).

ITEM	TRAMO	LONGITUD (m)	Nº REYNODLS	COEFICIENTE	PERDIDA (m)
1	Tubería succión 1"	0.12	47844.88	0.02	9×10^{-3}
2	Niple No 1 - 1"	0.07	47844.88	0.02	5×10^{-3}
3	Niple No 2 - 1"	0.03	47844.88	0.02	3×10^{-3}
4	Niple No 3 - 1/2"	0.03	95689.76	0.02	0,07
5	Niple No 4 - 1/2"	0.07	31896.55	0.02	0,01
6	Manguera 1/4	0.7	63793.20	0.01	3,96
Total					4,08

9.2.3. Altura manométrica calculada para la motobomba. Se calculo mediante la expresión de la altura manométrica para bombas rotodinámicas, la energía que la motobomba debería suministrar al fluido al interactuar con este:

Expresión para el cálculo de la altura manométrica ³⁶:

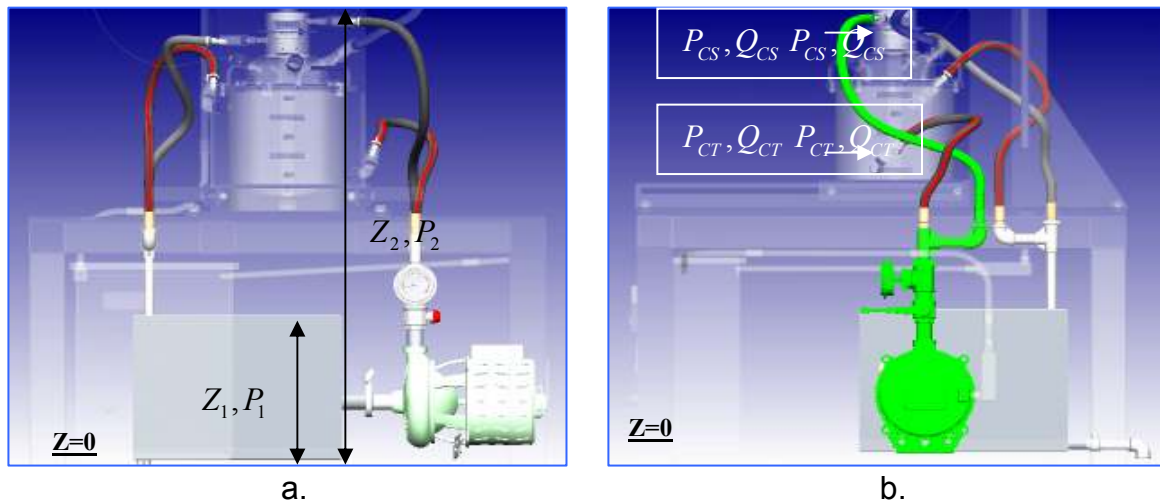
$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 + H_{r-ext} \quad (110)$$

Donde: H_m es la altura útil que da la bomba al fluido, P_1 es la presión manométrica en el tanque de almacenamiento de agua, P_2 es la presión manométrica en la cámara de refrigeración (cámara de refrigeración del sello mecánico en este caso), Z_1 es la cota desde el punto mas bajo del tanque de almacenamiento hasta el eje de

³⁶ Ibid., p. 388.

impulsión de la motobomba (altura estática de succión), Z_2 es la cota desde el punto mas bajo del tanque de almacenamiento hasta el punto mas alto donde debe llegar el fluido (altura estática de descarga) y H_{r-ext} son las pérdidas primarias y secundarias tanto en la tubería de succión como en la de descarga.

Figura 43. a) Cotas, Z_1 y Z_2 de altura estática de succión y descarga, y P_1, P_2 . b) rama de la red hidráulica utilizada para hacer el cálculo de la altura manométrica de la motobomba.



La figura 43, muestra en detalle las variables tomadas en cuenta para hacer el cálculo de la altura manométrica, y el recorrido que se estimó como el más adecuado para realizar este cálculo. Allí se muestra: las presiones en la superficie libre del agua en el tanque de almacenamiento y presión en la cámara de refrigeración del sello mecánico, respectivamente; según la Fig. 43, $Z=0$ fue el punto de referencia tomado para los cálculos realizados, y las variables P_{cs} , Q_{cs} , P_{ct} , Q_{ct} que corresponden a la presión en la cámara del sello, caudal en la misma, presión en la cámara del tazón y caudal en la cámara del tazón.

Los valores tomados para cada variable fueron los siguientes:

$$P_1 = 0$$

$$P_2 = 10 \text{psig} = 68947.57 \text{Pa}$$

$$Z_1 = 0.29 \text{ m}$$

$$Z_2 = 0.93 \text{ m}$$

$$H_{r-ext} = 0.82 \text{m} + 0.36 \text{m} + 4.08 \text{m} = 5.26 \text{ m}$$

Reemplazando en 111 se obtuvo:

$$H_m = \frac{68947.57 - 0}{9800} + 0.93 - 0.29 + 5.26 = 12.94m$$

Esta es la altura manométrica mínima que debe suministrar la motobomba para cumplir con los requerimientos del proceso.

Además de los requerimientos calculados, la motobomba debe cumplir ciertos aspectos en cuanto a la prevención de la cavitación, dicha verificación se hizo por medio de la ecuación de la altura máxima de aspiración:

$$NPSH = \Delta h = \frac{P_b}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_{ra} - \frac{V_e^2}{2g} - H_s \quad (111)$$

Donde Δh ó altura de aspiración neta positiva NPSH debe ser superior a H_s para que no exista riesgo de cavitación durante el proceso, P_b presión atmosférica, P_v Presión de vapor del agua a la temperatura del proceso, H_{ra} pérdidas en la tubería de succión, V_e, g velocidad de entrada del agua a la motobomba y constante de gravitación y H_s cota desde la superficie libre del fluido en el tanque de almacenamiento hasta el eje de la motobomba³⁷.

Para evitar el riesgo de cavitación en el sistema hidráulico durante el proceso de aleamiento mecánico, se debe cumplir:

$$NPSH > H_s \quad (112)$$

Restricción que dice que la altura a la cual se instalaría la motobomba (cota desde el eje de la motobomba hasta la superficie libre del fluido), no debe ser superior al valor de la altura de aspiración neta positiva.

Se evaluaron los siguientes datos:

$$P_b = 101300Pa$$

$$P_v @ 40^\circ C = 7381.4Pa$$

$$H_{ra} = 0.049m$$

Teniendo en cuenta que el agua se calentará, cuando extraiga calor de las cámaras de refrigeración.

³⁷Ibid., p.399.

$$\frac{V_e^2}{2g} = \frac{1.245^2}{2(9.8)} = 7.90 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

$H_s = 0.12 \text{ m}$ El eje de la motobomba se encuentra por debajo del nivel del agua en el tanque de almacenamiento, lo cual es muy positivo en el aspecto de evitar la cavitación en el sistema.

Reemplazando estos valores en la ecuación (112), se obtuvo:

$$NPSH = \Delta h = \frac{101300}{9800} - \frac{7381.4}{9800} - 0.05 - 7.90 \times 10^{-2} - 0.12 = 9.33 \text{ m}$$

La restricción dada por la relación (113), se cumple de antemano ya que el nivel de agua en el tanque de almacenamiento esta por encima del eje de la motobomba, por lo tanto se concluye que la instalación hidráulica esta fuera del peligro de posibles daños causados por cavitación.

Para realizar la selección de la motobomba adecuada para las características del proceso se tuvo en cuenta, que se debía cumplir con:

$$H_m = 12.95 \text{ m}$$

$$Q = 10 \text{ gpm}$$

$$NPSH \geq 9.33 \text{ m}$$

Esto se verificó en la grafica de curvas características para las bombas centrifugas tipo caracol modelos C-2/C-203/C-205 y C-207, suministrada por la compañía Motobombas del Valle, se encontró que la bomba que más se ceñía a las especificación planteadas era la coincidente con el modelo C-2, cuyas características principales son:

- Potencia: ¼ Hp, Voltaje: 115V, Amperaje : 7.8 A, Fases: 1, Diam (Imp): 3.7", y Diámetros en succión y descarga de 1")
- Motor a prueba de goteo, 3450 Rpm, 60Hz, NEMA C 56J
- Bomba centrifuga de construcción monobloque fabricada en hierro fundido.
- Diámetro de succión de 1" o 1 ¼" y descarga 1" o 1 ¼" (según modelo).
- Impulsor cerrado fabricado en plástico de alta resistencia.
- Temperatura máxima de operación 70°C

Aplicaciones:

- Aprovechamiento de aguas limpias.
- Refrigeración de maquinaria.
- Llenado de tanques y bebederos.

- Recirculación de aguas en piscinas.
- Pequeños equipos de presión.

Por ultimo fue necesario estimar las presiones y caudales de trabajo en las cámaras de refrigeración tanto del tazón de molienda como la del sello mecánico, procedimiento que se llevó a cabo por medio de la aplicación de la ecuación de Bernouilli entre los punto mostrados en las figura 43.

Para hallar la presión en ambas cámaras se aplicó:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + H_m - H_{r1-2} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (113)$$

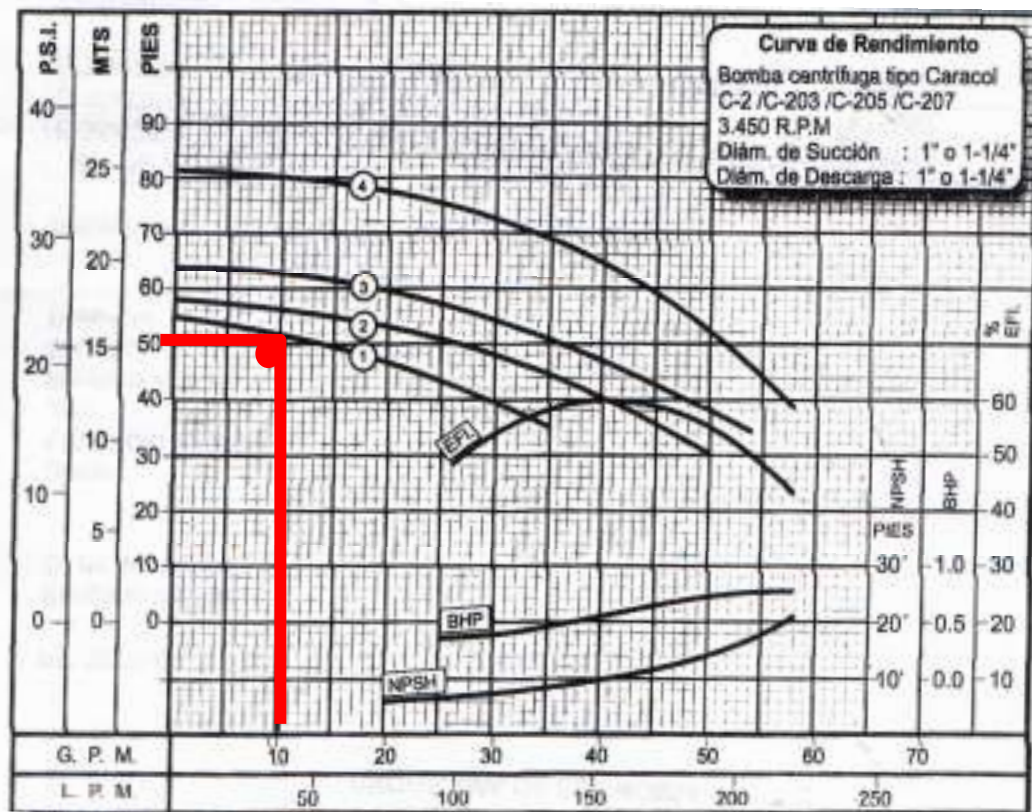
La tabla 35 resume los cálculos realizados, junto con las variables calculadas para ambos casos, así como los resultados obtenidos.

El calculo de las variables de presión $P_{CS} = 12.92 \text{ psig}$, $Q_{CS} = 2.10 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, así como $P_{CT} = 13.15 \text{ psig}$ y $Q_{CT} = 4.20 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, para las cámaras de refrigeración tanto del sello mecánico como del tazón, fueron datos importantes de entrada para realización de los cálculos de diseño de la tornillería que sujeta estos elementos, y las empaquetaduras que garantizan que no existan fugas de agua en esos puntos.

Tabla 35. Variables utilizadas en la formula (114), y evaluación de la misma.

Variable	Tazón	Sello mecánico
Peso específico del agua $\gamma(N/m^3)$	9800	9800
Cota $Z_1(m)$	0.29	0.29
Cota $Z_2(m)$	0.77	0.93
Vel. del agua en la superficie del tanque $V_1(m/s)$	0	0
Vel. del agua en la cámara del sello mecánico $V_2(m/s)$	0	0
Presión atmosférica $P_1(Pa)$	0	0
Cabeza entregada por la motobomba $H_m(m)$	15	15
Pérdidas de energía $H_{r1-2}(m)$	5.27	5.27
Presión en la cámara del sello mecánico $P_2(psig)$	13.15	12.92
Caudal $Q(m^3/s)$	4.20×10^{-4}	2.10×10^{-4}

Figura 44. Curva de rendimiento de la motobomba seleccionada (Marcada con la línea se muestra el punto de selección de la motobomba).



9.3. DISEÑO DE TORNILLERIA

En el diseño de los tornillos se tuvieron en cuenta los elementos de sujeción que forman parte de:

- Cámara de refrigeración sello mecánico.
- Cámara de refrigeración tazón.
- Unión tapa torisférica – tazón.

El diseño de estos componentes se realizó con base a literatura conveniente para tal fin ²⁴, la secuencia de pasos para realizar el diseño de todos los elementos de sujeción mencionados se presentan a continuación.

Al realizar el diseño de sujetadores roscados, igual que en cualquier problema de ingeniería existen muchas variables que se deben manipular para encontrar una solución analítica conveniente, durante el desarrollo del diseño de los tornillos en este proyecto se realizaron múltiples iteraciones con base en la variación de los diámetros de los tornillos, precargas y grados de los mismos. A continuación se reseña el desarrollo matemático de la solución mas adecuada al problema planteado.

- El diámetro del perno o tornillo es el valor de prueba principal a escoger, junto con una serie de rosca y una clase de perno, al igual que el valor de la precarga de este.

- A partir de tablas se tomaron los valores de resistencia de prueba, y área de tensión del perno, para cuantificar la cantidad de precarga con la que trabajarían:

$$F_i = P_{\%} S_p A_t \quad (114)$$

Donde F_i es el valor de precarga, $P_{\%}$ es porcentaje de la resistencia de prueba tomado durante la precarga, S_p es resistencia de prueba del perno, y A_t es el área transversal del perno que resiste la carga.

- Se determinan las longitudes del perno, tales como: longitud roscada, longitud del vástago, y longitud roscada que se encuentran en la zona de carga, en este caso se usaron pernos totalmente roscados y con la totalidad de la longitud del perno en la zona de carga.

- Determinación de la rigidez de los pernos a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E} \quad (115)$$

Donde k_b es la rigidez total del perno, l_t es la parte de la longitud roscada del perno tensionada, A_t es el área de tensión del perno y E es el modulo de elasticidad del material del mismo.

- La rigidez de la unión o material sujeto viene dada por:

$$k_m = dEAe^{b(d/l)} \quad (116)$$

Donde k_m es la rigidez del material sujeto, d el diámetro del perno, E el modulo de elasticidad del material sujeto, $A=0.78715$ y $b=0.62873$, coeficiente y exponente correspondientes al acero como material sujeto.

● El factor de rigidez de la unión quedó determinado por:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (117)$$

● La porciones de carga calculadas, que toman tanto el perno como el material se encuentran mediante:

$$P_b = CP \quad (118)$$

$$P_m = (1 - C)P \quad (119)$$

Donde: P_b es la cantidad de carga tomada de la carga de trabajo por el perno, P_m es la cantidad de carga tomada de la carga de trabajo por el material sujeto, C es el factor de rigidez, y P es la carga externa aplicada al conjunto.

● Las cargas resultantes que actúan sobre el perno y material sujeto se determinaron mediante las siguientes formulas:

$$F_b = F_i + P_b \quad (120)$$

$$F_m = F_i - P_m \quad (121)$$

Donde: F_b y F_m son las cargas resultantes que actúan sobre el perno y el material sujeto respectivamente después de aplicar la fuerza externa.

Dado que las cargas en cada uno de los casos son intermitentes, por efecto del constante encendido y apagado del equipo, en el proceso de diseño se tuvieron en cuenta los posibles efectos de la fatiga sobre los pernos, a continuación se detallan los pasos seguidos durante el cálculo:

● Se determinaron componentes medios y alternantes de las cargas aplicadas sobre los pernos en cada caso:

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (122)$$

$$F_{med} = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (123)$$

Donde: F_{alt} , F_{med} son las fuerzas alterna y media que actúan sobre el perno respectivamente, F_b , F_i son los valores calculados de la carga resultante que actúa sobre el perno y el valor de la precarga.

● Los componentes de esfuerzo se obtuvieron de la siguiente manera:

$$\sigma_{alt} = K_f \frac{F_{alt}}{A_t} \quad (124)$$

$$\sigma_{med} = K_{fm} \frac{F_{med}}{A_t} \quad (125)$$

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (126)$$

Donde: σ_{alt} , σ_{med} y σ_i son las componentes de esfuerzo alternante, medio e inicial presentes en el perno, K_f , factor de concentración de esfuerzos a la fatiga para roscas y K_{fm} factor de concentración de esfuerzo medio, los valores de concentración de esfuerzo tomados de las fuentes pertinentes .

● Finalmente se determinan los factores de seguridad contra falla por fatiga y fluencia de los tonillos y la separación de unión de los materiales sujetos:

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_e(\sigma_{med} - \sigma_i) + S_{ut}\sigma_a} \quad (127)$$

Donde: N_f es el factor de seguridad del perno contra fatiga, S_e es el límite de resistencia a la fatiga del material del perno, S_{ut} es la resistencia última a la tensión, y σ_i , σ_{med} , σ_a son las componentes de esfuerzo ya mencionadas.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (128)$$

Donde: N_y es el factor de seguridad del perno contra fluencia estática, S_y es el esfuerzo de fluencia del material del perno, y $\sigma_b = F_b / A_t$ esfuerzo generado por la carga resultante que toma el perno después de que se aplica la carga de trabajo.

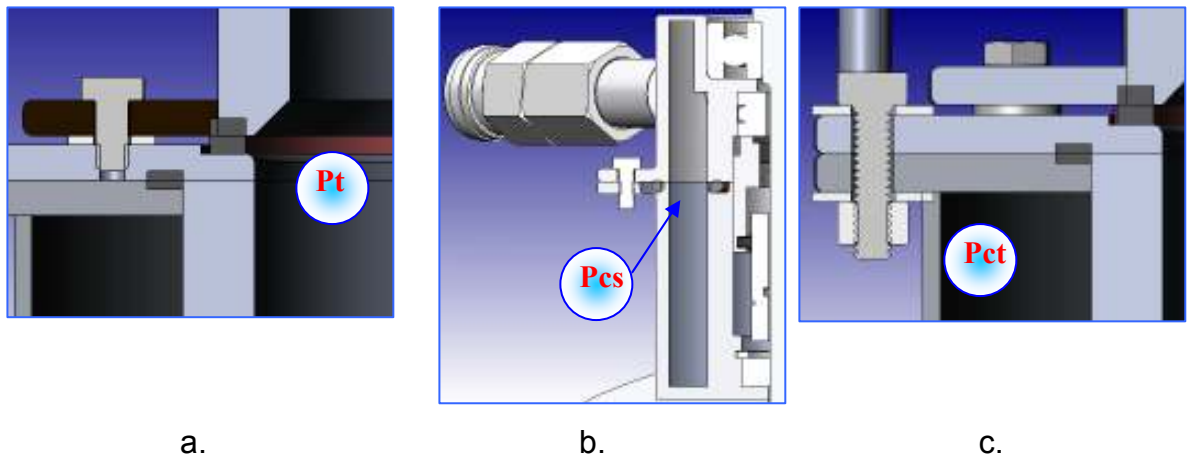
Por ultimo:

$$N_{sep} = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad (129)$$

N_{sep} es el factor de seguridad que determina, si para la carga aplicada en algún momento la unión de los materiales sujetos se puede separar.

Las formulas reseñadas arriba se desarrollaron con la ayuda de hojas de cálculo que se presentan en las tablas 36, 37 y 38, en ellas se muestra el compendio de las variables usadas y los datos calculados mediante las formulas descritas.

Figura 45. a) Esquema de la unión entre la tapa torisférica y el tazón. b) Esquema de la unión en la cámara de refrigeración del sello mecánico, y c) esquema de la unión entre en la cámara de refrigeración del tazón y este.



A continuación se muestran las tablas desarrolladas mediante hojas de cálculo, para los tres diseños mostrados en la figura 45, los cálculos se realizaron para obtener los respectivos factores de seguridad para las presiones: $P_t = 1.72 \text{ MPa}$ ($P_t = 250 \text{ Psig}$), $P_{cs} = 89107.8 \text{ Pa}$ ($P_{cs} = 12.924 \text{ Psig}$) y $P_{ct} = 90673$ ($P_{ct} = 13.151 \text{ Psig}$). P_t , se estableció a partir de especificaciones, P_{cs} y P_{ct} se extrajeron de los cálculos realizados a partir de las características de la motobomba del sistema de refrigeración, respectivamente.

Tabla 36. Hoja de calculo desarrollada para el diseño de los tornillos que sujetan la tapa torisférica y el tazón de molienda (ver figura 45a).

Carga de servicio

<u>Presión</u> (Pa)	<u>Área</u> (m^2)	<u>F. total</u> (N)	<u>No Tllos.</u>	<u>F. x Tllo.</u> (N)	<u>Mlo E.</u> (Pa)
1.72x10 ⁶	1.73x10 ⁻²	29923.24	8	3740.40	2x10 ¹¹

Escogencia tipo de tornillo y % de precarga

<u>Tipo</u>	<u>Grado</u>	<u>R. Pba. min.</u> (Pa)	<u>% Pcga</u>	<u>Á. tensión</u> (m^2)	<u>D. Tllo.</u> (m)
1/4"-20UNC	2	2.35x10 ⁸	75	2.05x10 ⁻⁵	0.006

Valor precarga, longitudes rosca y vástago , rigidez del perno

<u>V. pga</u> (N)	<u>L. perno</u> (m)	<u>L. rosca</u> (m)	<u>Ls</u> (m)	<u>Lt</u> (m)	<u>Rdz. pno</u> (N/m)
3617.96	0.01	0.01	0	0.01	3.155x10 ⁸

Rigidez de la unión

<u>Lg. unión</u> (m)	<u>Cte. A</u>	<u>Ete. b</u>	<u>Rdz. U.</u> (N/m)	<u>Fac. de rdz.</u>
0.01	0.78	0.62	1.36x10 ⁹	1.87x10 ⁻¹

Carga tomada por la unión y el perno

<u>P. Cga. P.</u> (N)	<u>P. Cga U.</u> (N)	<u>Rte. pno</u> (N)	<u>Rte. unión</u> (N)
700.65	3039.75	4318.61	578.21

Carga media, alternante, esfuerzos medio, alternante e inicial.

<u>F. alterna.</u> (N)		<u>F. Media.</u> (N)	<u>Esf. Med.</u> (Pa)	<u>Esf. Alt.</u> (Pa)	<u>Esf inic.</u> (Pa)
350.32	2.80 0.99	3968.29	1.91x10 ⁸	4.78x10 ⁷	1.74x10 ⁸

Factores de seguridad

<u>C. Tño.</u>	<u>C. Cga</u>	<u>C. Scie.</u>	<u>C. Tra.</u>	<u>C. Confia.</u>	<u>Se</u> (Pa)
1	0.7	0.76	1	0.81	1.22x10 ⁸
<u>Sut</u> (Pa)	<u>Fs fatiga</u> (Nf)		<u>Fs fluencia</u> (Ny)		<u>Fs. Separ.</u> ($Nsep$)
5.68x10 ⁸	1.64		1.11		1.19

Tabla 37. Hoja de calculo desarrollada para el diseño de los tornillos que sujetan la cámara de refrigeración del sello mecánico con la tapa torisférica (ver figura 45b).

Carga de servicio

<u>Presión</u> (Pa)	<u>Área</u> (m^2)	<u>F. total</u> (N)	<u>No Tilos.</u>	<u>F. x Tilo.</u> (N)	<u>Mlo. E.</u> (Pa)
89107.84	2.13×10^{-3}	190.42	4	47.60	2×10^{11}

Escogencia tipo de tornillo y % de precarga

<u>Tipo</u>	<u>Grado</u>	<u>R. Pba. min.</u> (Pa)	<u>% Pga.</u>	<u>A. tensión</u> (m^2)	<u>D. Tilo.</u> (m)
3/16"-24UNC	2	2.35×10^8	60	1.12×10^{-5}	0.004

Valor precarga, longitudes rosca y vástago , rigidez del perno

<u>V. pga.</u> (N)	<u>L.pno.</u> (m)	<u>Lrosca</u> (m)	<u>Ls</u> (m)	<u>Lt</u> (m)	<u>Rdz pno.</u> (N/m)
1593.24	0.0098	0.0098	0	0.0098	2.3×10^8

Rigidez de la unión

<u>Lg. unión</u> (m)	<u>Cte. A</u>	<u>Ete. b</u>	<u>Rdz U.</u> (N/m)	<u>Fac. de rdz.</u>
0.00635	0.78	0.62	1.20×10^9	1.60×10^{-1}

Carga tomada por la unión y el perno

<u>P. Cga. Pno.</u> (N)	<u>P. Cga. U.</u> (N)	<u>Rte. perno</u> (N)	<u>Rte. Unión</u> (N)
7.66	39.94	1600.90	1553.3

Carga media, alternante, esfuerzos medio, alternante e inicial.

<u>F. alterna.</u> (N)		<u>F. Media.</u> (N)	<u>Esf. Med.</u> (Pa)	<u>Esf. Alt.</u> (Pa)	<u>Esf. inic.</u> (Pa)
3.83	2.80 0.99	1597.07	1.4×10^8	9.49×10^5	1.39×10^8

Factores de seguridad

<u>C. Tño.</u>	<u>C. Cga</u>	<u>C. Scie.</u>	<u>C Tra.</u>	<u>C. Cdad.</u>	<u>Se</u> (Pa)
1	0.7	0.76	1	0.81	1.22×10^8
<u>Sut (pno)</u> (Pa)	<u>Fs fatiga</u> (Nf)		<u>Fs fluencia</u> (Ny)		<u>Fs. Separ</u> (Nsep)
5.68×10^8	90.32		1.659		39.88

Tabla 38. Hoja de calculo desarrollada para el diseño de los tornillos que sujetan la cámara de refrigeración y el tazón (ver figura 45c).

Carga de servicio					
Presión (Pa)	Área (m ²)	F. total (N)	No Tilos.	F. x Tllo. (N)	Mlo. E. (Pa)
90672.95	1.68x10 ⁻²	1525.11	5	305.02	2x10 ¹¹
Escogencia tipo de tornillo y % de precarga					
Tipo	Grado	R. Pba. min. (Pa)	% Pga.	A. tensión (m ²)	D. Tllo. (m)
5/16"-18UNC	2	2.35x10 ⁸	15	3.38x10 ⁻⁵	0.007
Valor precarga, longitudes rosca y vástago , rigidez del perno					
V. pga. (N)	L.pno. (m)	L. rosca (m)	Ls (m)	Lt (m)	Rdz pno. (N/m)
1192.464	0.01	0.01	0.0029	0.01	3.54x10 ⁸
Rigidez de la unión					
Lg. unión (m)	Cte. A		Ete. b	Rdz U. (N/m)	Fac. de rdz.
0.01	0.78		0.62	5.50x10 ⁸	3.92x10 ⁻¹
Carga tomada por la unión y el perno					
P. Cga. Pno. (N)	P. Cga. U. (N)		Rte. perno (N)	Rte. Unión (N)	
119.59	185.43		1312.05	1007.03	
Carga media, alternante, esfuerzos medio, alternante e inicial.					
F. alterna. (N)	2.80	F. Media. (N)	Esf. Med. (Pa)	Esf. Alt. (Pa)	Esf. Inic. (Pa)
59.79	0.99	1252.25	3.66x10 ⁷	4.95x10 ⁶	3.49x10 ⁷
Factores de seguridad					
C. Tño.	C. Cga	C. Scie.	C Tra.	C. Cdad.	Se (Pa)
1	0.7	0.76	1	0.81	1.22x10 ⁸
Sut (pno) (Pa)	Fs fatiga (Nf)		Fs fluencia (Ny)		Fs. Separ (Nsep)
5.68x10 ⁸	21.56		6.05		6.43

Se puede concluir a partir de los cálculos realizados, que los elementos de sujeción en cada uno de los casos, se encuentran en un rango de trabajo seguro y su implementación dentro de la máquina no causará falla alguna, por lo tanto su utilización es pertinente dentro de la solicitud prevista.

10. SELECCIÓN DE COMPONENTES COMERCIALES

En este capítulo se realiza un recuento de aspectos importantes en la selección de los componentes comerciales que hacen parte del molino Atritor, en su mayoría son instrumentos de medición, por tanto fue cuidadosa su proyección para un buen desempeño dentro de la máquina.

➡ Instrumentos del sistema de molienda:

- Rodamiento
- Sello mecánico
- Sellos estáticos

➡ Instrumentos del sistema hidráulico de refrigeración:

➡ Instrumentos del sistema de regulación de presión y temperatura de proceso:

- Manovacuómetro
- Válvula de aguja
- Válvula de seguridad
- Termocupla

➡ Instrumentos del sistema eléctrico.

➡ Instrumentos del sistema de potencia.

10.1. INSTRUMENTOS DEL SISTEMA DE MOLIENDA

10.1.1. Selección de rodamiento. El rodamiento ubicado en una de las secciones del eje agitador sirve como elemento de alineación y soporte tanto axial como radial al conjunto completo del agitador, es muy importante su utilización ya que previene vibraciones excesivas y deflexiones del eje que podrían ser muy perjudiciales para el sello mecánico, la figura 46 muestra una imagen con el sistema de carga proyectado para hacer la posterior selección del rodamiento.

La selección de este componente inició con la estimación de las cargas que actúan sobre el rodamiento debido a la sollicitación a que pueda estar sometido el agitador durante su funcionamiento, se tuvieron en cuenta dos componentes de carga, una axial y una radial la carga axial comprende un 15% de la carga axial para la cual se diseñó el eje agitador, mas el peso de todos los componentes del conjunto total del agitador, y la carga radial igual a un 15% de la carga axial para la cual se diseñó el eje agitador.

Figura 46. Sistema de cargas proyectado para la realización de la selección del rodamiento.



Con base en las suposiciones anteriores se realizaron iteraciones, seleccionando rodamientos adecuados con base en los datos del fabricante, finalmente se llegó a la selección del rodamiento de referencia 6007ZZ. Este es un rodamiento rígido de bolas, obturado, prelubricado y esta protegido de agentes externos dañinos. Las características técnicas del rodamiento son:

- Diámetro interno: 35 mm
- Diámetro externo: 62 mm
- Ancho: 14 mm
- Capacidad básica de carga dinámica: 16000N
- Capacidad básica de carga estática: 10300N
- f_o (Factor): 14
- Velocidad máxima (rpm): 12000

Después de seleccionar el rodamiento, fue necesario verificar si este cumplía con los requerimientos de vida y carga impuestos, para ello se siguieron los pasos descritos a continuación*:

La vida del rodamiento se puede estimar mediante la siguiente relación

* Procedimiento tomado del catálogo No 2202-VII/S del fabricante de rodamientos NTN.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (130)$$

Donde: L_{10} , es la vida nominal básica (10^6 revoluciones) C es la capacidad básica de carga dinámica, y P es la carga dinámica equivalente.

Antes de calcular la vida del rodamiento se debe calcular la carga dinámica equivalente, ya que este se encuentra sometido tanto a cargas axiales como radiales, esto se realizó mediante la ecuación:

$$P = XF_r + YF_a \quad (131)$$

Donde: X es el factor de carga radial, Y el factor de carga axial y F_r , F_a son la carga radial y axial, que soporta el rodamiento.

Tanto el factor X como Y se calcularon realizando la siguiente comparación, Primero se calculó la relación:

$$\frac{f_o F_a}{C_{or}} = \frac{(14)(4563)}{(10300)} = 6.20 \quad (132)$$

Las variables usadas fueron: f_o Factor de carga axial dado por el fabricante, F_a , carga axial de trabajo actuante en el rodamiento, y C_{or} es la capacidad básica de carga estática. Con base en el valor obtenido de la ecuación (133) se estableció:

$$e = 0.43$$

e es un valor de comparación que el proveedor establece, para verificar la siguiente desigualdad:

Si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ entonces, $X = 1$ e $Y = 0$, se realizó la comparación y se obtuvo:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4563}{4522} = 1$$

Ya que la relación de carga axial a radial fue mayor que el valor $e = 0.43$; los valores de X e Y se tomaron como: $X = 0.56$ e $Y = 1$. La carga dinámica equivalente es:

$$P = (0.56)(4522) + (1)(4563) = 7095N$$

Y la vida esperada del rodamiento de acuerdo a la ecuación (131) es:

$$L_{10} = \left(\frac{16000}{7095} \right)^3 = 11.46 \times 10^6 \text{ rev.}$$

10.1.2 . Sello mecánico. El sello mecánico se seleccionó con base en :

- P máx. de trabajo: 250 Psig
- P min. de trabajo: Vacío ($1.47 \times 10^5 \text{ Psia}$)
- Temp. Min. de trabajo: 20 °C
- Temp. Máx. de trabajo: 220 °C
- Fluido de trabajo: Vacío, Etanol, Benceno, Nitrógeno.
- Revoluciones del eje: 500 rpm.

De acuerdo a las especificaciones mencionadas se implementó el sello mecánico con las características citadas a continuación:

Sello Sealco Tipo 350

Sello mecánico balanceado, multiresorte, para servicios exigentes de sellado de fluidos de gran desempeño en solventes, químicos, lubricantes y líquidos limpios.

Materiales

Cuerpo del sello: Acero AISI 316
Cara rotatoria: Carbón Grado Químico o Antiblister.
Asiento estacionario: Cerámica 99.7%
Elastómeros: Vitón.
Resortes: Hastelloy C.
Tornillos prisioneros: Acero AISI 316.

Rangos de operación

Presión: Vacío a 250 psig (31 bar)
Temperatura: -20°F a 450°F (-29°C a 232°C)
Velocidad: 4000 Rpm (20 m/s)

En la tabla 39 se presentan las dimensiones del sello mecánico que se muestra en la figura 47.

Figura 47. Esquema el sello mecánico.

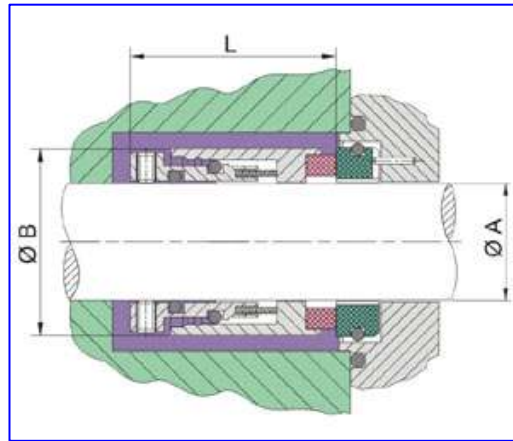


Tabla 39. Dimensiones principales del sello mecánico.

Diámetro del eje (A)		Diámetro externo (B)		longitud de operación (L)	
<i>Plg</i>	<i>mm</i>	<i>Plg</i>	<i>mm</i>	<i>Plg</i>	<i>mm</i>
1 1/4	32	1.85	46.99	1.75	44.45

Fuente: CISELACO S.A : Catálogo general de sellos [en línea]. Medellín: CISEALCO S.A, 2007. [Consultado 5 de Julio de 2006]. Disponible en Internet: http://www.cisealco.com/ contenido/ productos/ sellos_mecanicos/ agua_caliente/ sellos_tipo350.htm.

10.1.3. Sellos estáticos. Los sellos estáticos son los comprendidos:

- Entre las bridas de la cámara de refrigeración y tazón de molienda.
- Entre las bridas del tazón de molienda y la tapa torisférica.
- Entre las bridas de las partes de la cámara de refrigeración del sello mecánico.
- Reten en la parte inferior de la cámara de refrigeración del sello mecánico.

La tabla 40. Muestra el resumen de las características técnicas de los sellos estáticos empleados.

Tabla 40. Características técnicas de los sellos estáticos empleados en el molino Atritor.

Ubicación	Tipo de sello	Medidas	Material	Temp. Máx.
<i>Cámara de ref. y tazón</i>	Sección rectangular		Silicona	250°C
<i>Tazón y tapa torisférica</i>	Sección rectangular		Silicona	250°C
<i>Cámara de ref. sello mec. interno</i>	O'ring	1/8"x 2 1/8"	Vitón	220°C
<i>Cámara de ref. sello mec. externo</i>	O'ring	1/8"x 3 3/8"	Vitón	220°C
<i>Cámara de ref. sello mec. inferior</i>	Retén	32x45x7(mm)	Vitón	220°C

Las especificaciones estimadas para la selección de los empaques ó sellos estáticos fueron las mismas que se utilizaron para el sello mecánico, en cuanto a temperaturas y ambiente en el que trabajarían.


10.2. INSTRUMENTOS DEL SISTEMA HIDRAULICO DE REFRIGERACION


Para el correcto funcionamiento de este sistema se utilizan elementos comerciales de tipo hidráulico como: tuberías de acero inoxidable, válvulas, accesorios para la conexión de la tubería, y mangueras. Estos elementos se encuentran referenciados en los planos anexos 0104-0000-00-0-0. Como se determinó en el numeral 9.2, en el sistema se encuentra una motobomba, y un manómetro, con carátula de 2", con glicerina y con rango de operación de 0 a 60 Psig.

10.3. INSTRUMENTOS DEL SISTEMA DE REGULACIÓN DE PRESIÓN Y TEMPERATURA DE PROCESO

10.3.1. Manovacúmetro. A continuación de muestran las características técnicas de este elemento:

- **Marca:** Nuova Fima
- **Diam. Nominal:** 63 mm.
- **Conexión:** (Inferior) Rosca 1/4 BSPT.
- **Clase:** (2 %) Grado B. U.S.A.S. B. 40.1.
- **Características:** Mano -vacuómetros con caja de ac. Inox y visor de acrílico; bourdon, conexión y mecanismo de latón.
- **Escalas:** Escala de manovacúmetro (MV2-94) en (Pulg.Hg - Lbs/pulg.2); -30/+300 (MM2-94 escala manómetro).

a. 

b. 

10.3.2. Válvula de aguja. La válvula de aguja es de marca Taylor, referencia 1125FFSS, de conexión de 3/8", con una presión admisible de 10000 Psig, fabricada en Acero inox AISI 316.

- Fluido de trabajo: Nitrógeno, aire, benceno, etanol.
- Presión máxima de trabajo: 160Psig
- Presión de disparo: 176Psig (Presión con la que abre la válvula, equivale a un 10% por encima de la presión máxima de trabajo).
- Presión de cierre: 167Psig (Presión con la que cierra la válvula después de dispararse, equivale a un 4% por debajo de la presión de disparo).
- Presión de abertura: 181Psig (Presión a la que abre totalmente la válvula después de dispararse, equivale a un 3% por encima de la presión de disparo).

- **Marca:** Helbert
- **Modelo:** HNVR –Serie 420
- **Descripción:** Permite liberar manualmente la presión si se requiere, por medio de la palanca. Este es un aparato aliviador de presión. Diseñado para abrir cuando

la presión del sistema supera un límite seleccionado y vuelve a cerrar cuando la presión cae por debajo del límite.

- **Conexión:** Rosca NPT ½".
- **Apertura de escape:** Rosca NPT ¾".
- **Material:** Bronce fundido.
- **Presión de trabajo:** 200 Psi máx.

10.3.4. Termocupla. La termocupla se seleccionó con base en la restricción de los rangos de temperatura que se podrían manejar durante el proceso de aleación, teniendo en cuenta que la temperatura variaría ente 23° C y 220°, y a futuro con la implementación de molienda reactiva hasta 400°C, se seleccionó en referencia a la tabla 41, una termocupla tipo J con respectivo termoposo de acero inoxidable AISI 304.

Figura 49. Imagen de la válvula de seguridad seleccionada.



Fuente: Helbert Cia y Ltda: Catálogo de productos [en línea]. Bogotá: Helbert Cia y Ltda, 2007. [Consultado 5 de Diciembre de 2006]. Disponible en Internet: http://www.helbertcia.com/detalle_subcategoria.asp?subcategoria=23&linea=2&categoria=7.

Tabla 41. Guía de selección para termopares.

TIPO	COMPOSICION	RANGO DE TEMP. °C	FUERZA ELECT. (mV.)	TOLERANCIA		SENSIBILI-DAD $\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$
				ESTANDAR	ESPECIAL	
B	Platino -30% de rodio(+)/ Plantio -6% de rodio (-)	0 + 1820	0 + 13,814	$\pm 0,5\%$	-----	1+5
E	Cromel (+)/Constantan (-) (cromel = níquel-10% cromo; constantan = cobre-níquel)	-270 + 1000	-9,835 + 76,358	$\pm 1,7^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,5\%$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,4\%$	70
J	Hierro (+)/Constantan (-)	-210 + 760	-8,096 + 42,922	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,75\%$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,4\%$	30+60
K	Cromel (+)/Alumel (-) (alumel = níquel-5% aluminio silicon)	-270 + 1372	-6,458 + 54,875	$\pm 2,2^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,75\%$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,4\%$	40
R	Platino -13% Rodio (+) / Platino (-)	-50 + 1768	-0,226 + 21,108	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,25\%$	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,1\%$	5+14
S	Platino -10% Rodio (+)/ Platino (-)	-50 + 1768	-0,236 + 18,698	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,25\%$	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,1\%$	5+14
T	Cobre (+)/Constantan (-)	-270 + 400	-6,258 + 20,869	$\pm 1^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,75\%$	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ó $\pm 0,4\%$	18+62

Fuente: CREUS SOLE, Antonio. Instrumentación industrial. 7 ed. Barcelona: Alfaomega Marcombo, 2006. p. 250.

10.4. INSTRUMENTOS DEL SISTEMA ELECTRICO

El sistema eléctrico del molino atritor esta compuesto por un tablero de control, que permite manejar todas las funciones de la máquina, y la red eléctrica que interconecta el tablero con el motoreductor, la motobomba y la termocupla. El sistema funciona tomando energía a 220 V, y realizando control de tiempo, temperatura, y revoluciones por minuto del motor sobre el proceso de molienda, para ello se dispone de los elementos mostrados en la tabla 42:

Tabla 42. Elementos que componen el tablero de control del Molino Atritor.

Elemento	Marca	Modelo
Temporizador	Crouzet	TOP 48 C1
Variador de frecuencia	Yaskawa	GPD 305/J7
Controlador de temperatura	Powerline	3596-93301
Horometro	Autonics	LE7N-HFR
Contactor	Telemecanique	
Energizador (Brakets)	Wusley	C45N
Botón de arranque	EBC	Z2B-BE101
Reset tiempo totalizado	EBC	Z2B-BE101
Parada de emergencia	Wusley	Z2B-BE102

En la figura 50 se aprecia una imagen de los componentes del tablero de control eléctrico en mención.

Figura 50. Imagen de los componentes del tablero de control: a) Componentes externos, b) Componentes internos



a)

b)

10.5. INSTRUMENTOS DEL SISTEMA DE POTENCIA

El sistema de potencia lo constituye principalmente el motoreductor, la selección de este elemento se hizo con base en las siguientes características:

Potencia mecánica de suministro:	3Hp
Revoluciones por minuto:	500 rpm
Aplicación:	Trituración de sólidos
Horas de servicio promedio:	20 h

Debido a la restricción en el régimen de velocidad angular, al motor seleccionado se le debió acoplar un reductor de velocidad, las características técnicas generales del conjunto motoreductor se pueden ver en la tabla 43, en el anexo H se muestran los datos técnicos del motor seleccionado.

Tabla 43. Características técnicas generales del conjunto motoreductor.

MOTOR		REDEUCTOR	
Marca	WEG	Marca	Tametal
Modelo	WEGCE NRB7094	Modelo	MRVTP06
Frecuencia	60 Hz	Relación	3.6
Rpm	1725	Rpm (Entrada)	1725
Potencia	3HP	Rpm(Salida)	475.54
Fac. servicio	1,15	Lubricante	SAE 140
Voltaje	220/440V		
Corriente	8.70/4.35 A		
Rendimiento	83%		

Fuente: WEG Colombia Ltda: Catálogo electrónico de productos [en línea]. Bogotá: Industrias WEG, 2007. [Consultado 5 de Mayo de 2006]. Disponible en Internet: http://catalogo.weg.com.br/PES_CAT/detailProduto.asp?ID_MENU=1&cd_producto=987&CD_CATEGORIA_PRODUTO=137&CD_EMPRESA=110.

11. CONSTRUCCION DEL MOLINO ATRITOR

La construcción del molino Atritor se realizó mediante procesos de manufactura convencionales como:

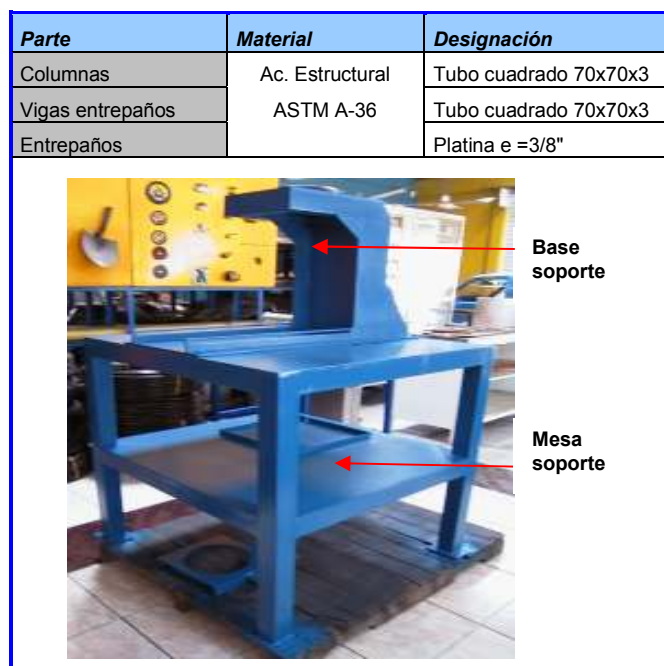
- Corte y formado.
- Maquinado.
- Procesos de unión.
- Tratamientos térmicos.
- Limpieza, revestimiento y/o acabado.

A continuación se presenta una serie de cuadros en donde se describe los pasos seguidos durante la manufactura del molino Atritor y cada una de sus partes.

11.1. CONSTRUCCION DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

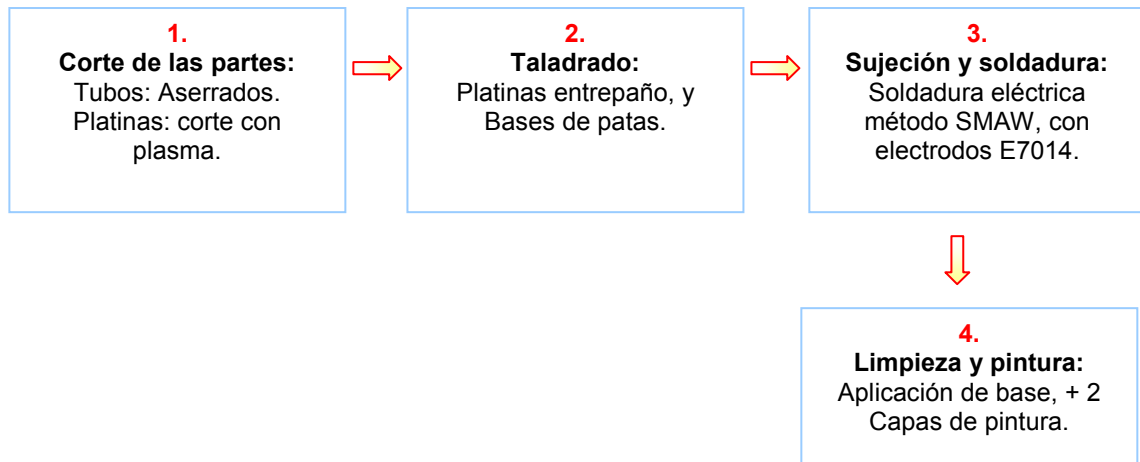
11.1.1. Mesa soporte. La mesa y base soporte se construyeron a partir de tubería cuadrada y platinas como se describe a continuación y se ilustra en la figura 51.

Figura 51. Imagen de la mesa soporte.



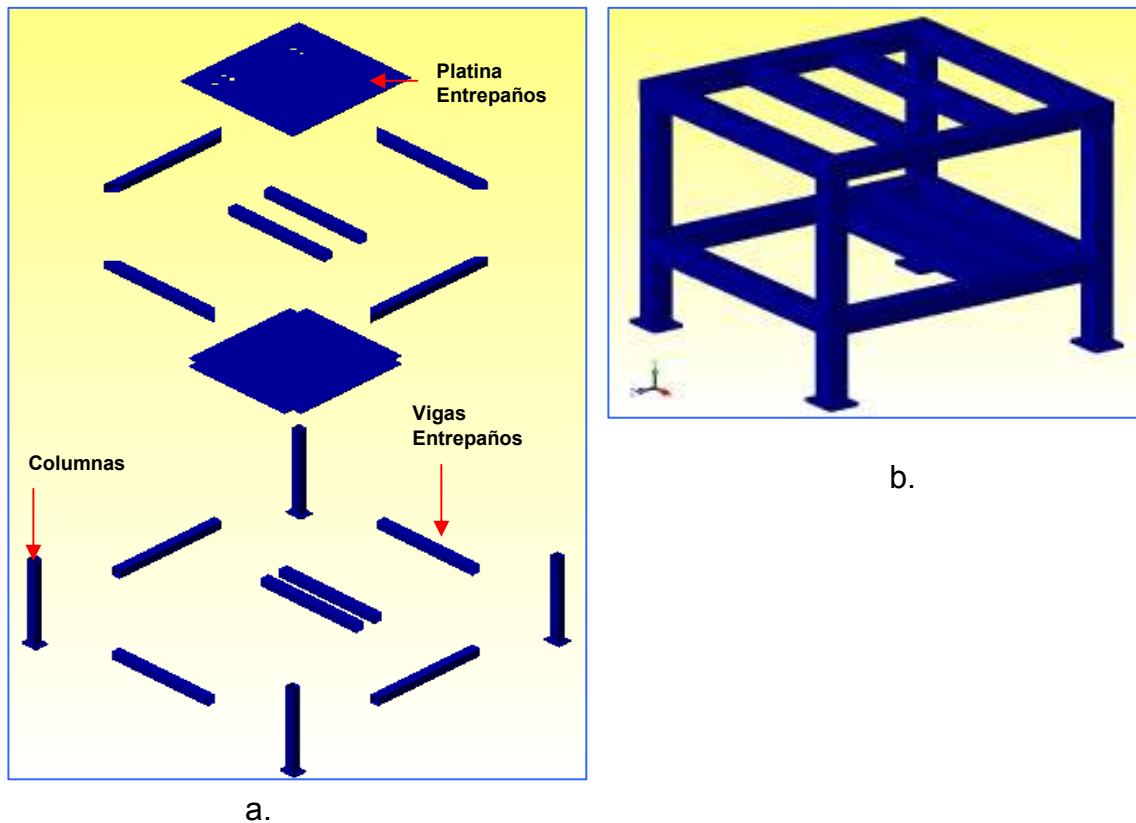
Los procesos de manufactura empleados iniciaron con el corte de las partes constitutivas de la mesa, perforación de agujeros necesarios, posteriormente la alineación de los componentes, ubicación por medio de prensas y soldadura de cada uno de los componentes, finalmente la limpieza de soldadura, lijado general de la mesa, y las capas de pintura necesarias. El procedimiento completo se describe en la figura 52.

Figura 52. Esquema de la secuencia seguida durante el proceso de manufactura de la mesa soporte.



Para finalizar con la construcción de la mesa soporte, se verificaron todas sus medidas de acuerdo con el plano previamente realizado, en la figura 53, se muestra en detalle un modelo CAD con las partes constitutivas de la mesa.

Figura 53. a) Modelo CAD de los elementos constitutivos de la mesa soporte, b) Modelo CAD de una vista isométrica de la estructura soporte de la mesa.



11.1.2. Base soporte. La base soporte se construyó a partir de tubería cuadrada, y platinas como se describe a continuación y se ilustra en la figura 54.

Los procesos de manufactura empleados iniciaron con el corte de las partes constitutivas de la base, perforación de agujeros necesarios, posteriormente la alineación de los componentes, ubicación por medio de prensas y soldadura de cada uno de los componentes, finalmente la limpieza de soldadura, lijado general de la base, y las capas de pintura necesarias. El procedimiento completo se describe en la figura 55.

Figura 54. a) Imagen de modelo CAD de la vista explosionada de los elementos constitutivos de la base soporte. b) Modelo CAD de una vista isométrica de la base soporte.

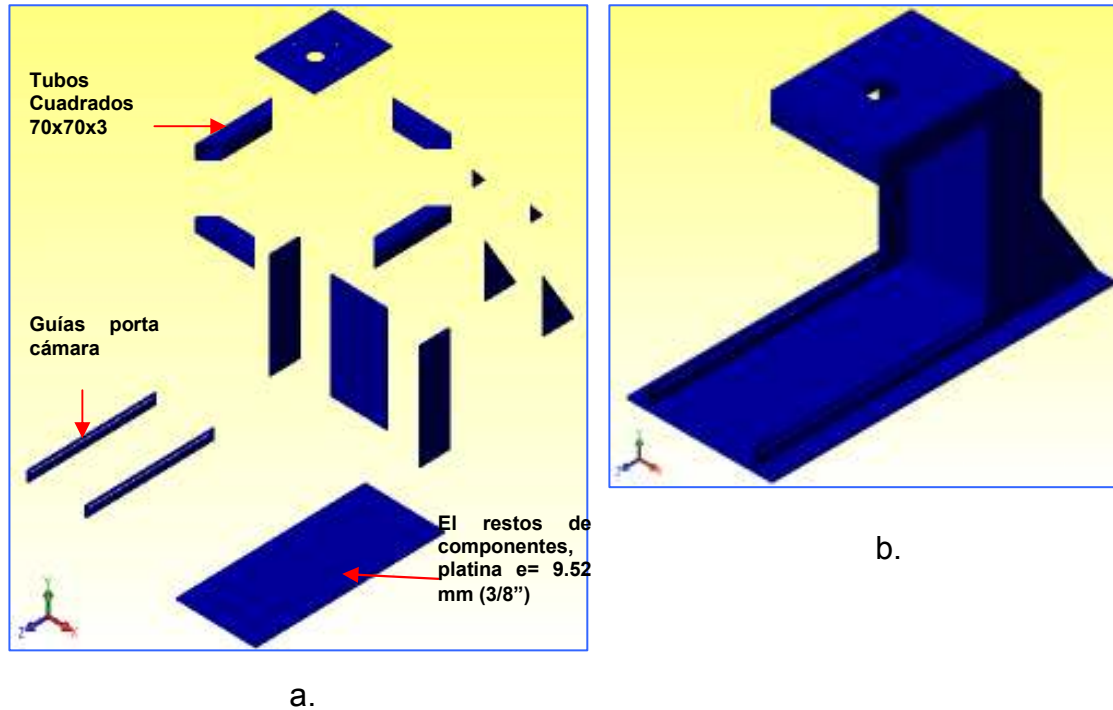
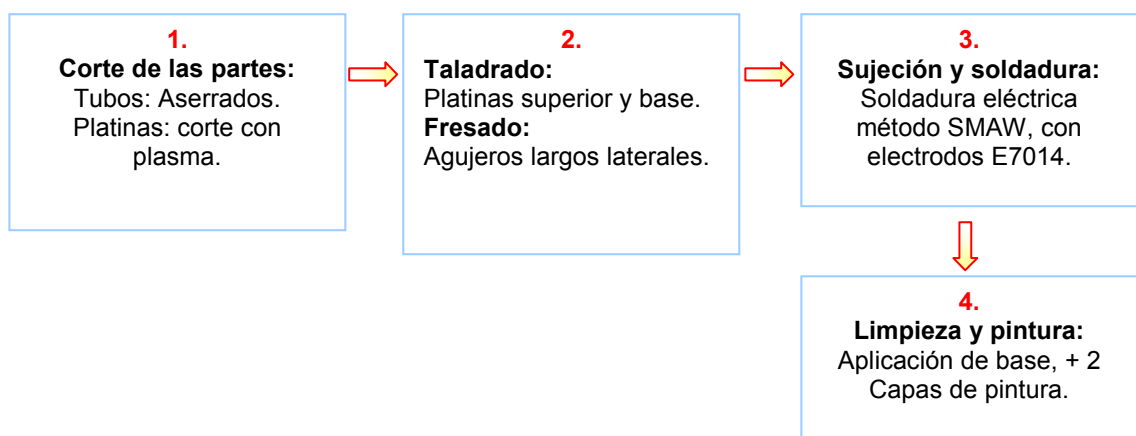


Figura 55. Esquema de la secuencia seguida durante el proceso de manufactura de la base soporte.



Para finalizar con la construcción de la base soporte, se verificaron todas sus medidas de acuerdo con el plano previamente realizado.

11.1.3. Porta cámara. La Porta cámara se sujeta a la base soporte por medio de slots ó agujeros largos practicados a platinas laterales soldadas a esta. Su función es contener la cámara de refrigeración del tazón de molienda, permitiendo que junto con el tazón se deslicen fuera del eje del motor eléctrico, para retirar o introducir, los elementos moledores y polvos elementales, antes y después de cada proceso.

Este elemento esta constituido por las siguientes partes, todas de acero ASTM A-36:

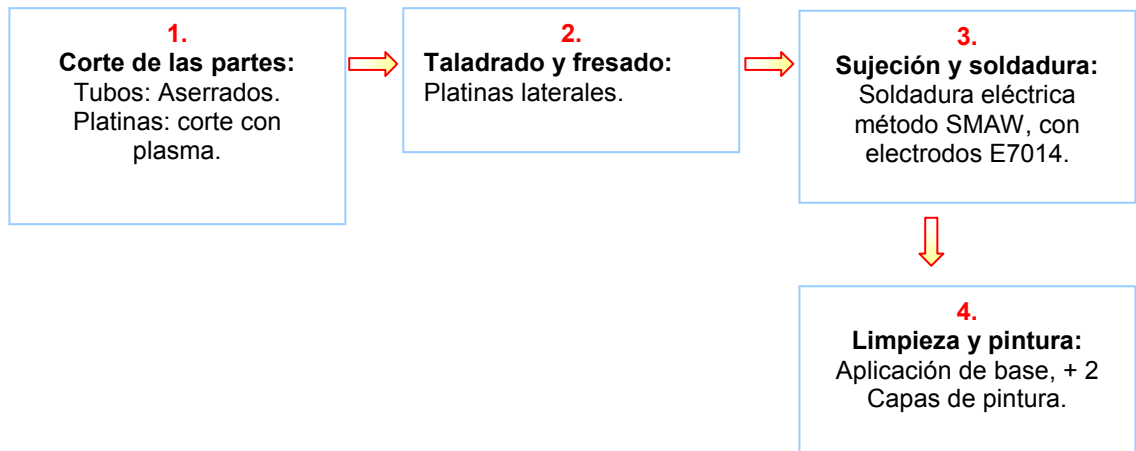
- Platinas $e = 7.93 \text{ mm}$ (5/16")
- Tubo 25.4 mm (1") SCH 40
- Tapas $\phi = 34 \text{ mm}$ calibre:11
- Tuercas 9.52 mm (3/8")

Figura 56. Imagen de la porta cámara junto con la cámara de refrigeración.



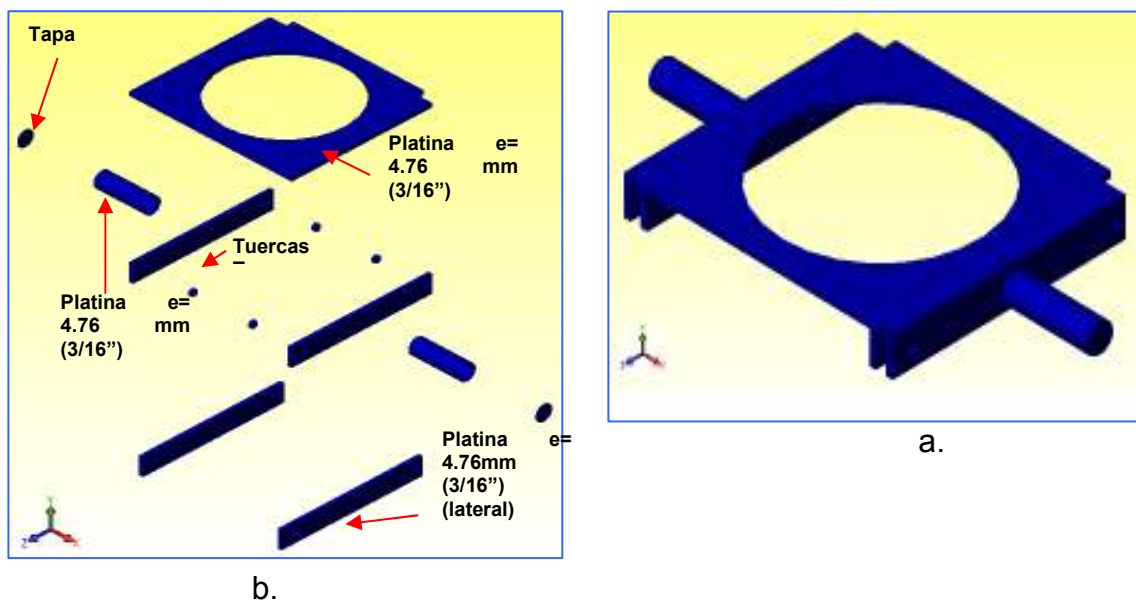
Se inició con el corte de las partes constitutivas, perforación de agujeros necesarios, posteriormente la alineación de los componentes, ubicación por medio de prensas y soldadura de cada uno de los componentes, finalmente la limpieza de soldadura, lijado general, y las capas de pintura necesarias, en la figura 57 se muestra de manera esquemática un resumen del proceso seguido.

Figura 57. Esquema de la secuencia seguida durante el proceso de manufactura de la porta cámara.



La figura 58, muestra imágenes CAD de una vista explosionada e isométrica de la porta cámara. La porta cámara tiene soldadas en la cara interior de las guías 4 tuercas que sirven para su sujeción en la base soporte junto a sus respectivos pernos, y dos asas para su manipulación dentro de la máquina compuestas por tubos de 25.4mm (1") SCH 40.

Figura 58. a) Imagen de modelo CAD de la vista explosionada de los elementos constitutivos de la porta cámara. b) Modelo CAD de una vista isométrica de la porta cámara.



11.2. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MOLIENDA

El sistema de molienda se construyó mediante una secuencia que incluyó la elaboración de los siguientes componentes:

- ➡ **Agitador**
- ➡ **Tapa torisférica**
- ➡ **Tazón de molienda**
- ➡ **Cámara de refrigeración**

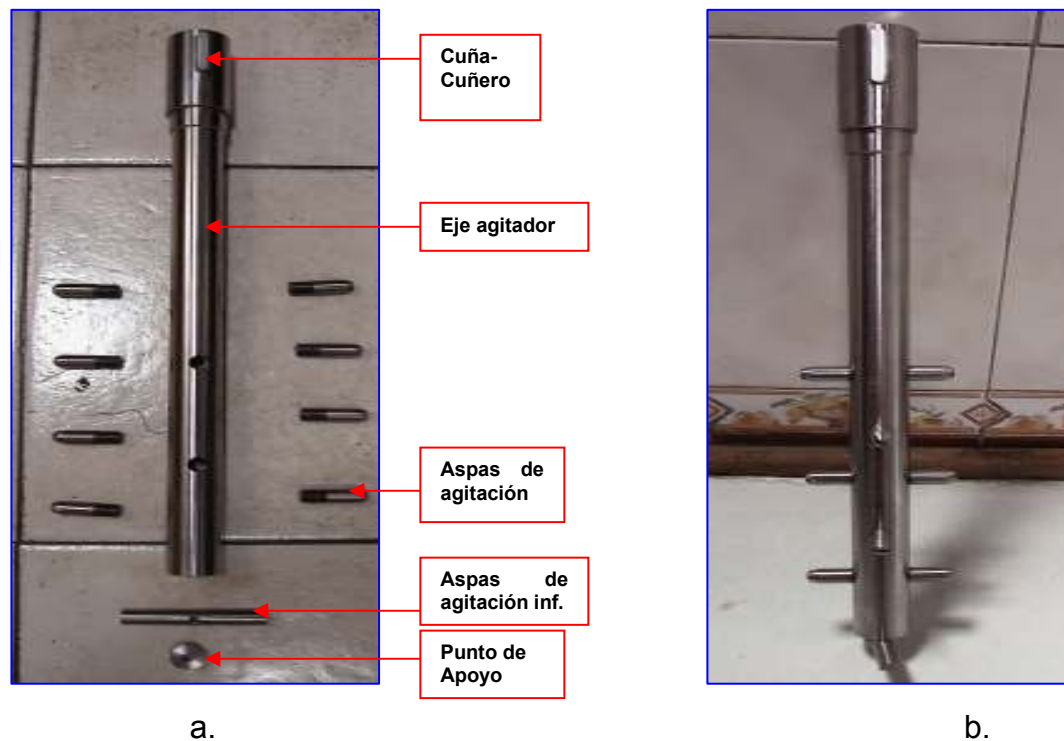
En la manufactura de cada uno de estos componentes, se utilizaron métodos específicos que incluyeron: Mecanizado en torno, fresadora, taladro, cepillo, formado de roscas, Unión por soldadura, limpieza y acabado final de los componentes. A continuación se describe la construcción de cada componente.

11.2.1. Agitador. El elemento agitador esta constituido por las siguientes partes:

- Eje agitador.
- Espas de agitación.
- Aspa de agitación inferior.
- Punto de apoyo inferior.
- Acople.
- Cuña- Cuñero.

En la figura 59, se muestra una imagen obtenida después de la manufactura del agitador con todos sus componentes.

Figura 59. Imagen del agitador después de su manufactura: a) Vista explosionada, b) Vista general ensamblado.



● **Eje Agitador.** El eje agitador se construyó a partir de un eje circular macizo de acero Stavax ESR AISI 420 con dimensiones de $\phi_{ext} = 44.45 \text{ mm}$ y $l = 460 \text{ mm}$, este eje fue maquinado inicialmente en el torno, para obtener los diámetros requeridos, agujeros longitudinales y las tolerancias estimadas, luego se llevó a la fresadora vertical en donde se realizaron los agujeros transversales y cuñero, finalmente se roscaron todos los agujeros donde se requería por medio de machuelos, en la figura 60 se observa la imagen de algunos de los procesos durante su ejecución.

Para finalizar la manufactura del eje agitador, se realizó tratamiento térmico de temple y revenido para obtener una dureza para servicio de 50 HRC de acuerdo a los requerimientos del proceso, por ultimo se practicaron las operaciones de acabado superficial para obtener las tolerancias especificadas en planos.

Figura 60. Imágenes de procesos de manufactura utilizados para la construcción del eje agitador: a) Materia prima montada en el torno, b) Pieza obtenida después de operaciones de mecanizado, c) Eje agitador terminado.



a.

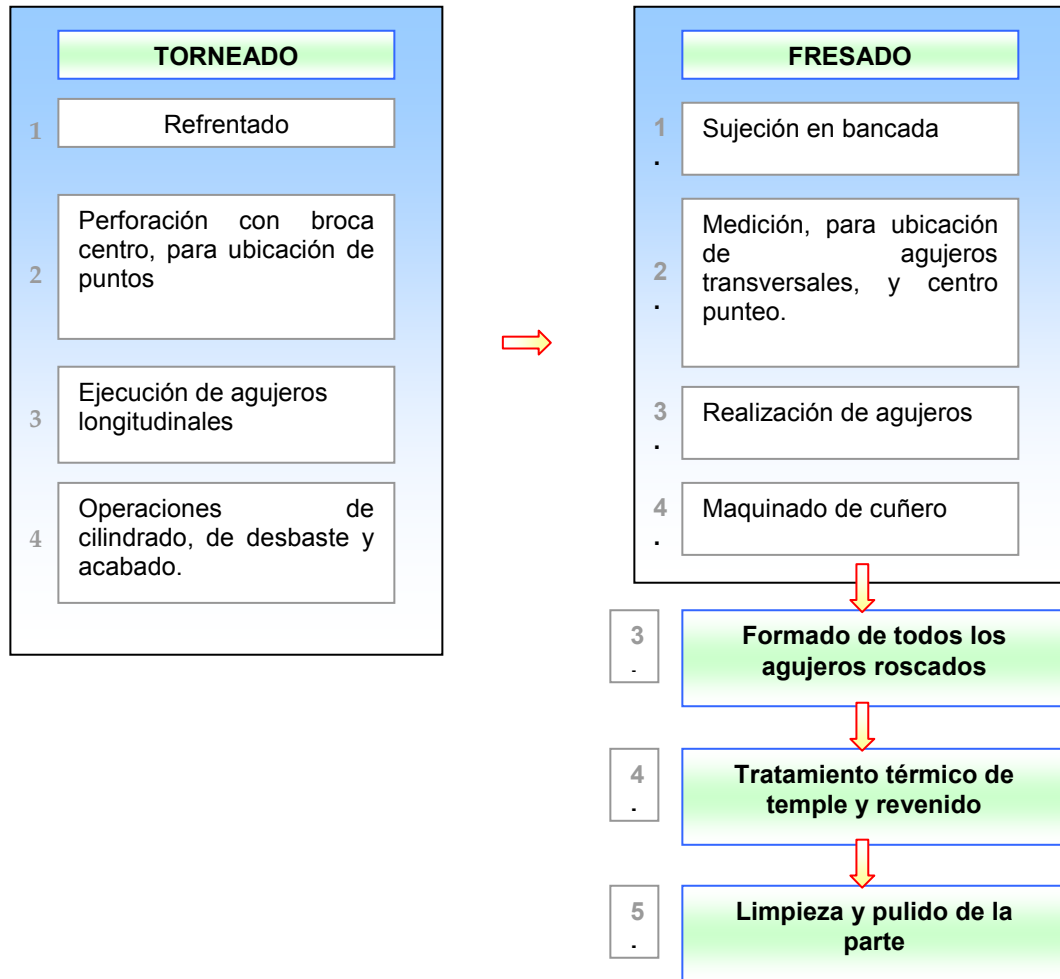


b.



c.

Figura 61. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del eje agitador.



● **Aspas de agitación.** Las aspas de agitación se construyeron a partir de tramos de eje circular macizo de acero Stavax ESR con dimensiones de $\phi_{ext} = 12.7 \text{ mm}$ y $l = 50 \text{ mm}$, estas fueron maquinadas inicialmente en el torno, para obtener el diámetro requerido, longitud roscada y las tolerancias estimadas, luego fueron llevadas a la fresadora vertical en donde se realizaron los agujeros requeridos, en la figura 62 se observa la imagen de algunos de los procesos durante su ejecución.

Figura 62. Imágenes de procesos de manufactura utilizados para la construcción de las aspas de agitación: a) Operación de refrentado, b) Operación de roscado, c) Operación de cilindrado, d) Aspa de agitación terminada.



a.



b.



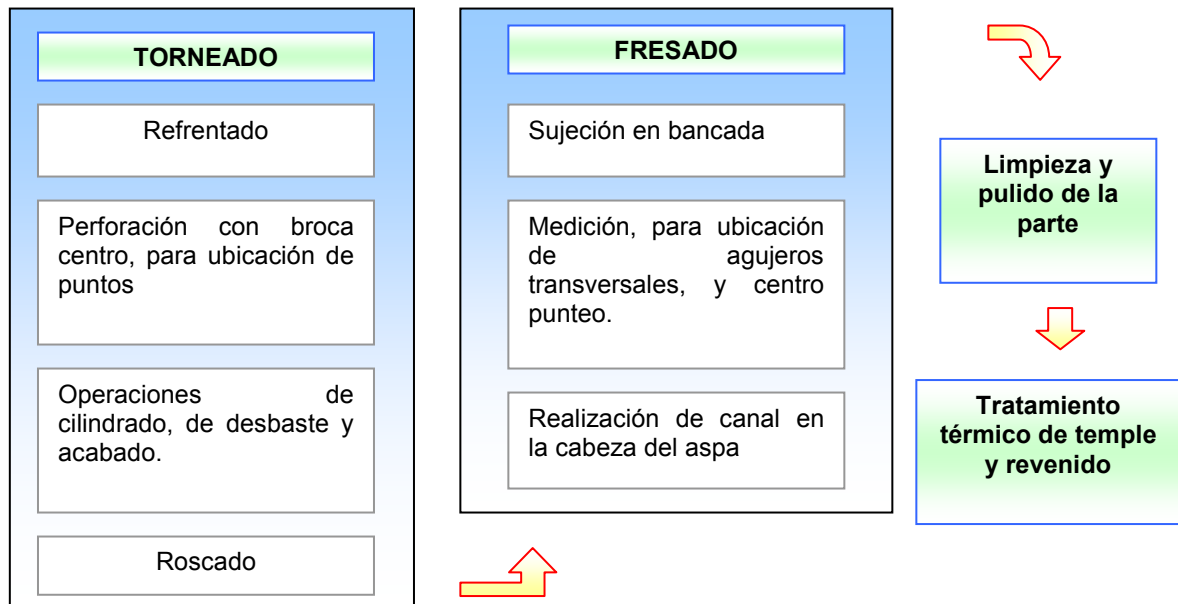
c.



d.

Para finalizar la manufactura de las aspas de agitación, se les realizó tratamiento térmico de temple y revenido para obtener una dureza para servicio de 50 HRC de acuerdo a los requerimientos del proceso, por último se practicaron las operaciones de acabado superficial para obtener las tolerancias especificadas en planos.

Figura 63. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción de las aspas de agitación.



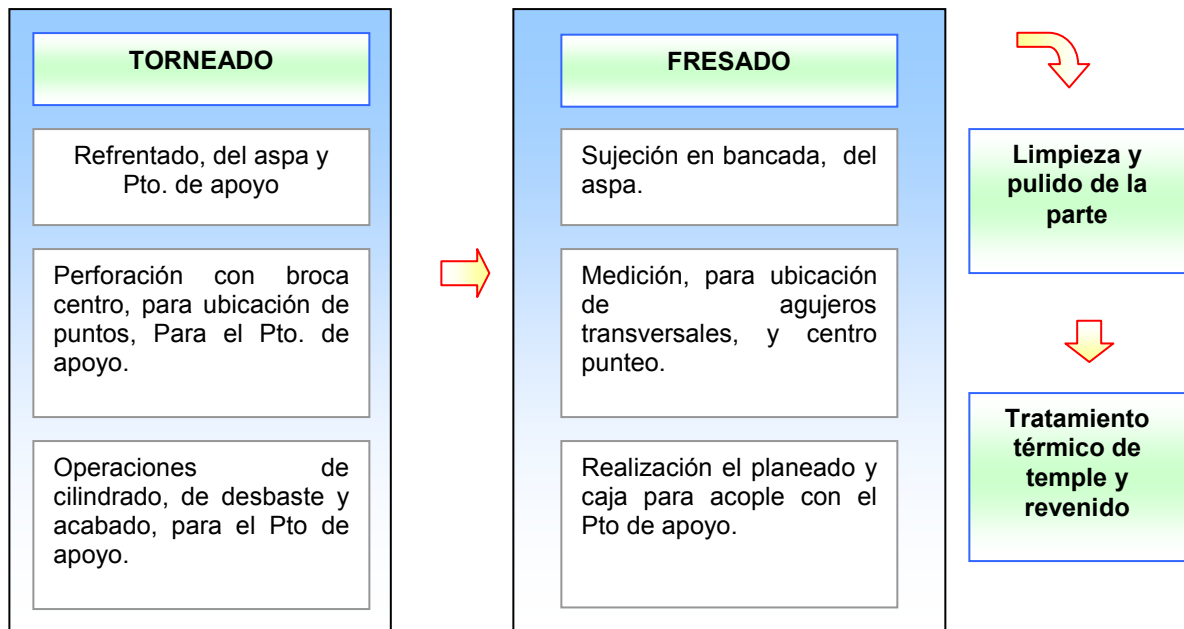
● **Aspas de agitación inferior y punto de apoyo inferior.** El aspa de agitación inferior y punto de apoyo se construyeron a partir de tramos de eje circular macizo de acero Stavax ESR con dimensiones de $\phi_{ext} = 12.7 \text{ mm}$ y $l = 90 \text{ mm}$, estas piezas fueron maquinadas inicialmente en el torno, para obtener los diámetros requeridos, y las tolerancias estimadas, luego fueron llevadas a la fresadora vertical en donde se realizaron los agujeros requeridos, y se planeó el aspa de agitación, en la figura 64 imágenes de estos componentes.

Para finalizar la manufactura del aspa de agitación y puntos de apoyo inferior, se les realizó tratamiento térmico de temple y revenido para obtener una dureza para servicio de 50 HRC de acuerdo a los requerimientos del proceso, por último se practicaron las operaciones de acabado superficial para obtener las tolerancias especificadas en planos.

Figura 64. Imágenes del aspa de agitación inferior, punto de apoyo y tornillo de sujeción (de izquierda a derecha): a) Imagen de los elementos, b) Imagen donde se muestra la cara planeada del aspa de agitación inferior.



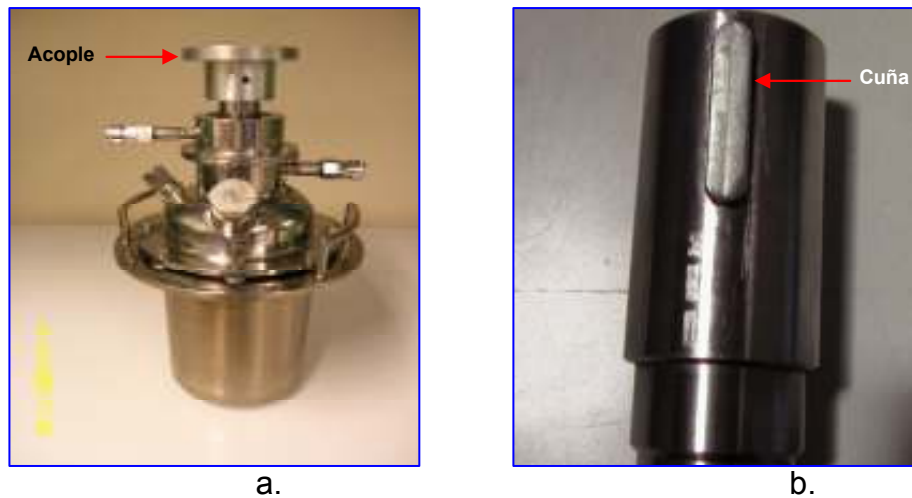
Figura 65. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del aspa de agitación inferior y el punto de apoyo del agitador.



● **Acople – Cuña y cuñero.** El acople, la cuña y respectivo cuñero se construyeron a partir de 2 tramos de eje circular macizo de acero AISI 1045 con dimensiones de $\phi_{ext} = 107.95 \text{ mm}$ (4 1/4") (diámetro externo) y $l = 60\text{mm}$ (longitud), para el acople, y para la cuña de un tramo de cuña McKey cuadrada de 7.93 mm (5/16") de $l = 40\text{mm}$, el acople fue maquinado inicialmente en el torno, para obtener los diámetros requeridos, y las tolerancias estimadas, luego se llevó

a la fresadora vertical en donde por medio de un cabezal divisor se realizaron los agujeros requeridos, la cuña fue cortada a la medida y redondeada en esmeril por medio de plantillas.

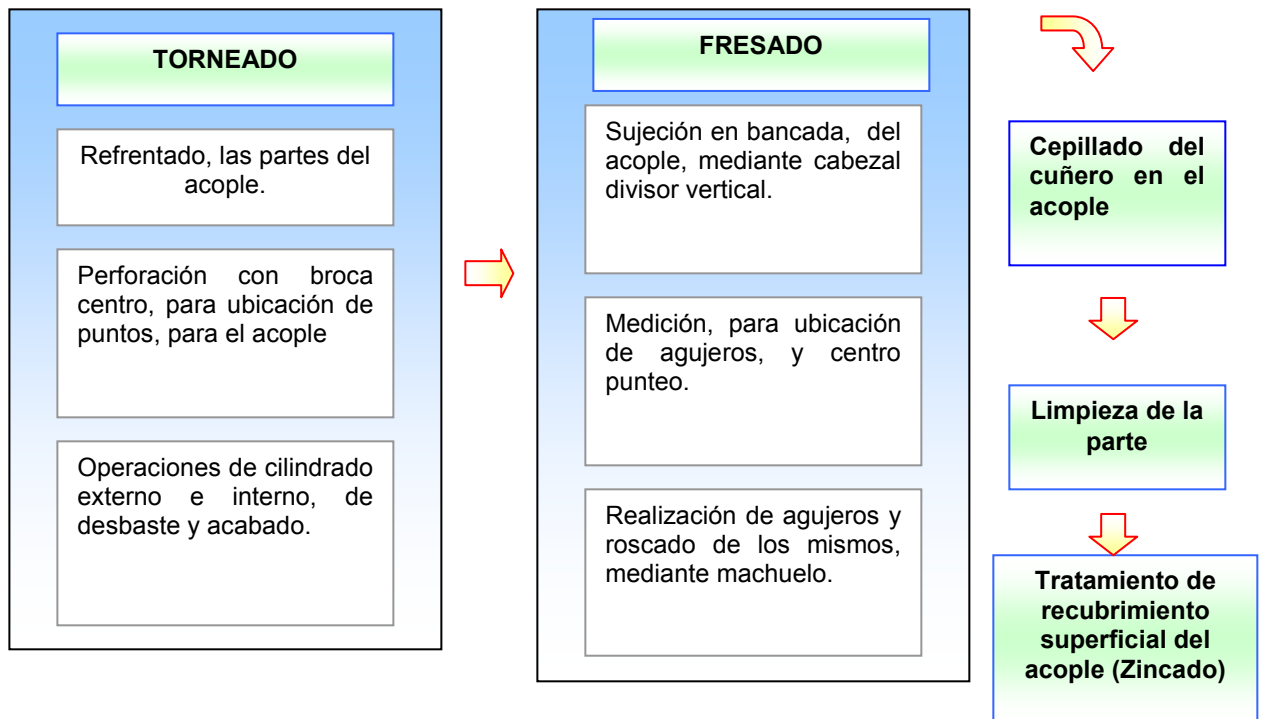
Figura 66. Imágenes del acople y cuña (de izquierda a derecha): a) Imagen del acople montado en el eje de agitación, b) Cuña.



La manufactura del acople finalizó con el proceso de recubrimiento superficial de zincado, para mejorar su apariencia y brindar una capa protectora contra la corrosión, por ultimo se verificó que el acabado superficial y tolerancias obtenidas concordaran con las de los planos suministrados.

En la figura 67 se muestran a manera de resumen los pasos seguidos para la manufactura del acople, allí se omiten los efectuados para la cuña.

Figura 67. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del acople.



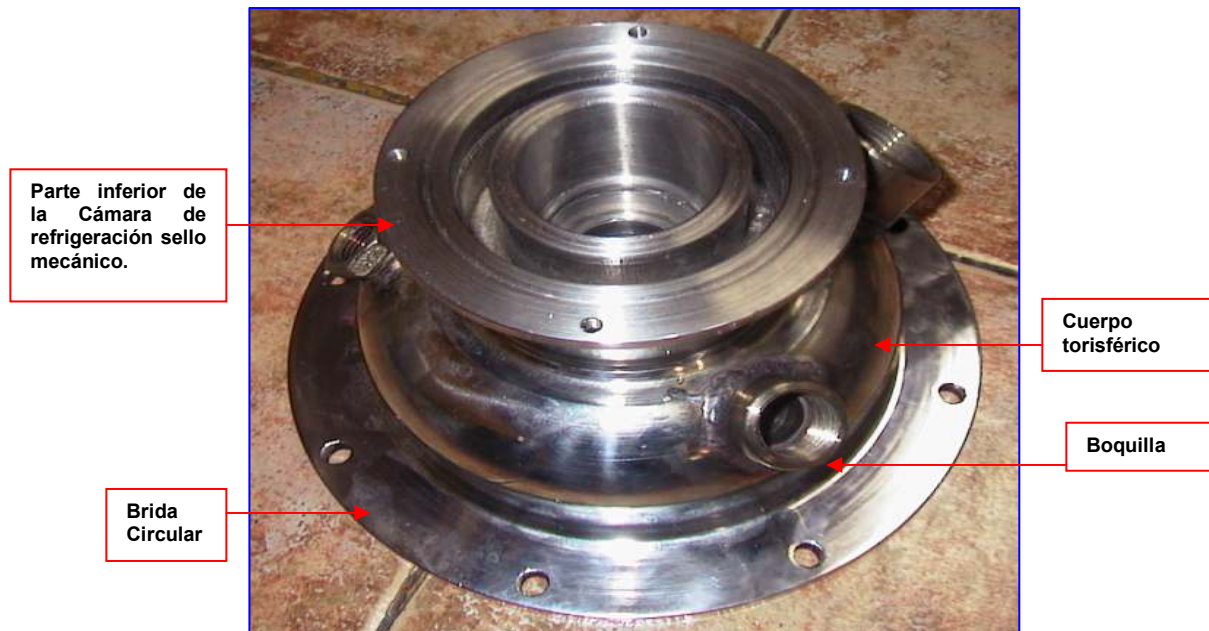
11.2.2. Tapa torisférica. La tapa torisférica esta constituida por las siguientes partes:

- Cuerpo torisférico.
- Brida circular.
- Parte inferior cámara de refrigeración sello mecánico.
- Tubos para boquillas de acceso.

En la figura 68, se muestra una imagen obtenida después de la manufactura de la tapa torisférica con todos sus componentes.

En general la tapa torisférica fue construida en las partes mencionadas mediante maquinado, soldadura, limpieza y pulimento. A continuación se describe el proceso seguido para cada parte.

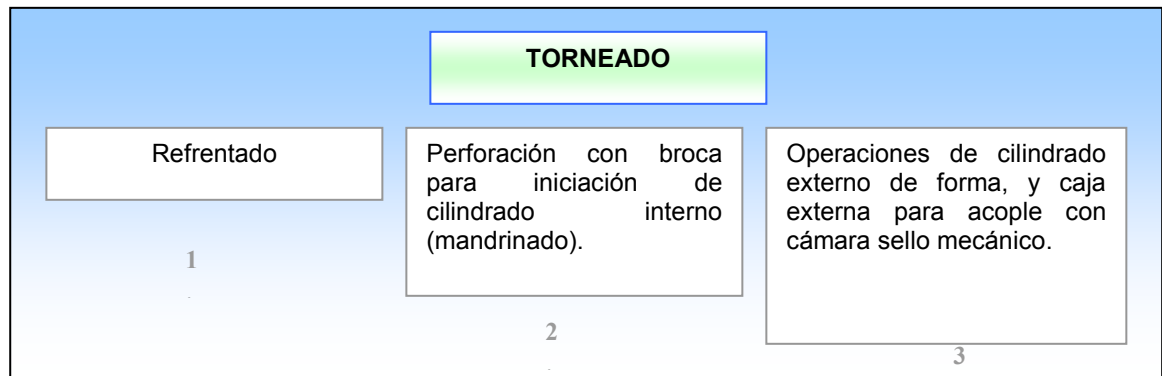
Figura 68. Imagen de la tapa torisférica antes de realizársele el acabado final.



● **Cuerpo torisférico.** El cuerpo torisférico se construyó a partir de un eje circular macizo de acero Inoxidable AISI 304 con dimensiones de $\phi_{ext} = 165.1$ mm y $l = 70$ mm, este eje fue maquinado inicialmente en el torno, para obtener los diámetros requeridos, forma cóncava requerida y las tolerancias estimadas, luego fue llevado a la fresadora vertical en donde se realizaron los agujeros para las boquillas, finalmente fue unido al resto de componentes de la tapa por medio de soldadura utilizando el método TIG con Acero AISI 308L como aporte. En la figura 71 se observa la imagen de algunos de los procesos durante su ejecución, y la figura 69 muestra un esquema de los procesos de torneado por los que pasó el cuerpo torisférico de la tapa.

En la figura 71c, se muestra la forma que se le dio al buril por medio de plantillas, para obtener la forma torisférica deseada en el interior de la tapa, un aspecto muy importante tenido en cuenta durante el diseño de la misma.

Figura 69. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción del cuerpo torisférico de la tapa.



● **Brida circular.** La brida circular de la tapa se construyó a partir de una platina circular maciza de acero Inoxidable AISI 304 con dimensiones de $\phi_{ext} = 234,95$ mm y $e = 12.7$ mm, la platina fue maquinada inicialmente en el torno, para obtener los diámetros requeridos y las tolerancias estimadas, luego fue llevada a la fresadora vertical en donde se realizaron agujeros con la ayuda de un cabezal divisor, finalmente fue unida al resto de componentes de la tapa por medio de soldadura utilizando el método TIG con Acero AISI 308L como aporte. En la figura 70 se observa la imagen de la brida circular, y la figura 72 muestra un esquema de los procesos realizados.

Figura 70. Imagen de la brida circular de la tapa.



Figura 71. Imágenes de la construcción del cuerpo de la tapa torisférica : a) Operación de cilindrado interno (mandrinado), b) Parte cóncava de la tapa, c) Imagen del buril con que se maquinó el interior del cuerpo, d) Operación de soldadura.



a.



b.

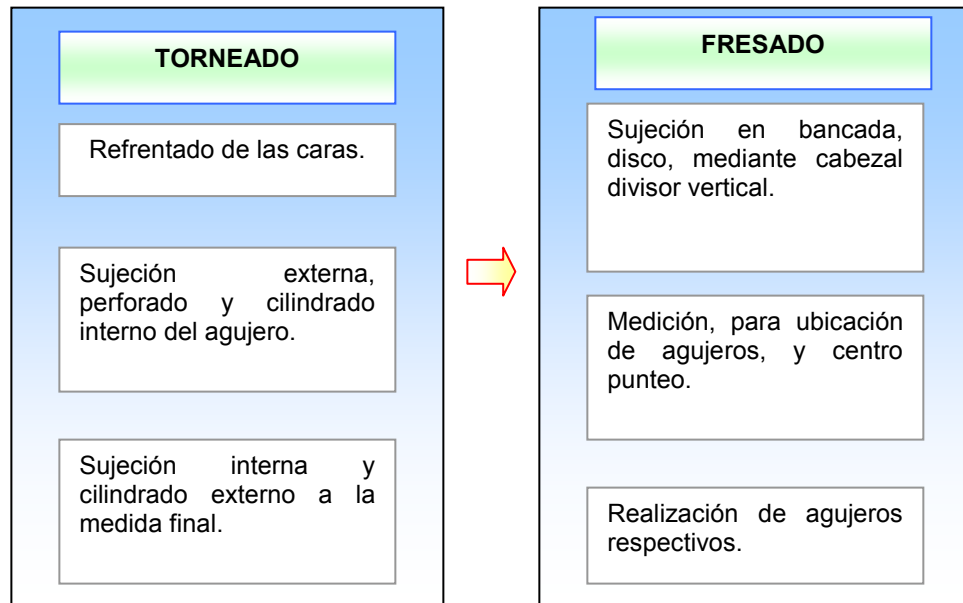


c.



d.

Figura 72. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción de la brida circular de la tapa.



● **Parte inferior cámara de refrigeración sello mecánico.** Este componente se construyó a partir de un eje circular macizo de acero Inoxidable AISI 304 con dimensiones: $\phi_{ext} = 120.65 \text{ mm}$ y $l = 60 \text{ mm}$, dicho eje fue maquinado inicialmente en el torno, para obtener los diámetros requeridos y las tolerancias estimadas en el exterior, luego fue llevado a la fresadora vertical en donde se realizaron agujeros, y se realizó el maquinado interno con la ayuda de un cabezal divisor, finalmente este componente fue unido al resto de partes de la tapa por medio de soldadura utilizando el método TIG con Acero AISI 308L como aporte. En la figura 73 se observa la imagen de esta parte, y la figura 74 muestra un esquema de los procesos de torneado realizados.

Figura 73. Imágenes de la parte inferior de la cámara de refrigeración del sello mecánico: a) Proceso de fresado con ayuda del cabezal divisor vertical. b) Vista superior de la parte terminada.

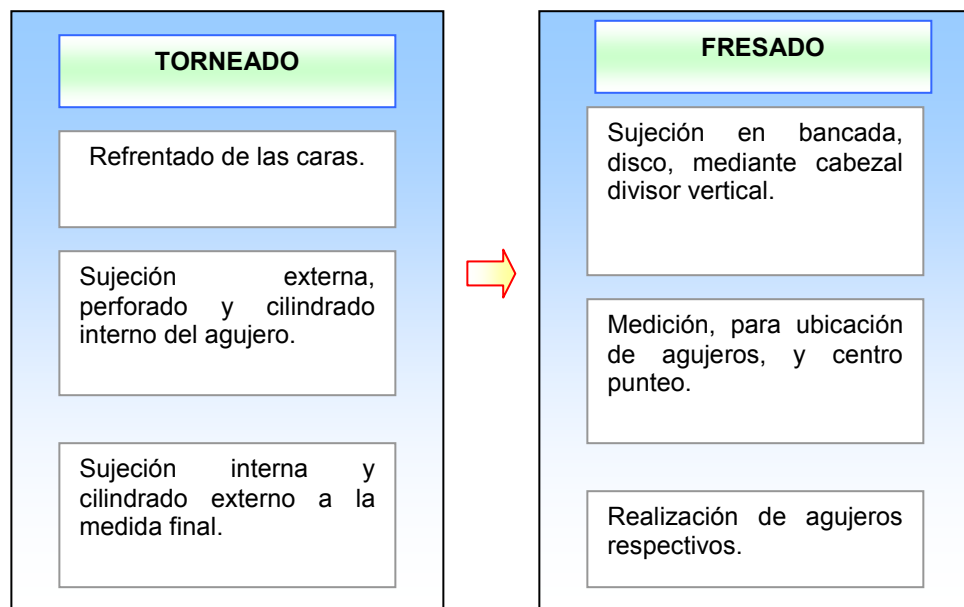


a.



b.

Figura 74. Esquema de los procesos de manufactura empleados para la construcción de la cámara de refrigeración inferior del sello mecánico.



Una vez terminadas todas las partes de la tapa como se describió, se unieron mediante soldadura utilizando en métodos TIG, luego se alisaron los cordones en el torno como se muestra en la figura 75, y se finalizó con el pulido completo de la tapa.

Figura 75. Proceso de alisado de los cordones de soldadura de la tapa torisférica.



11.2.3. Tazón de molienda. El tazón de molienda al igual que la tapa torisferica fue construido en partes independientes que luego se soldaron como se muestra en la figura 76, sus componentes fueron manufacturados a partir de acero inoxidable AISI 420, después del proceso de soldadura el tazón fue tratado térmicamente, inicialmente se le practicó un alivio de tensiones, luego fue templado y finalmente revenido obteniendo una dureza de servicio de 50 HRC. El proceso de manufactura de este componente incluyo operaciones de: Corte y formado, Maquinado (en torno y fresadora), unión por soldadura, y tratamiento térmico. Los pasos seguidos durante la manufactura de cada uno de los componentes así como del conjunto se muestran en la figura 77.

Figura 76. Partes constitutivas del tazón de molienda.

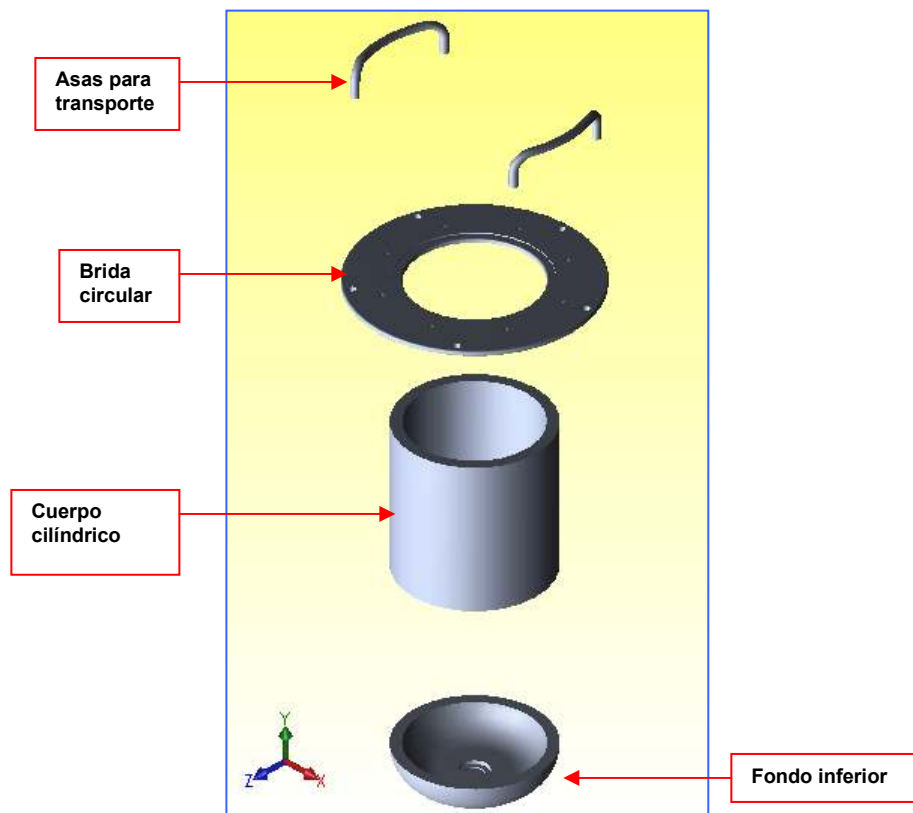
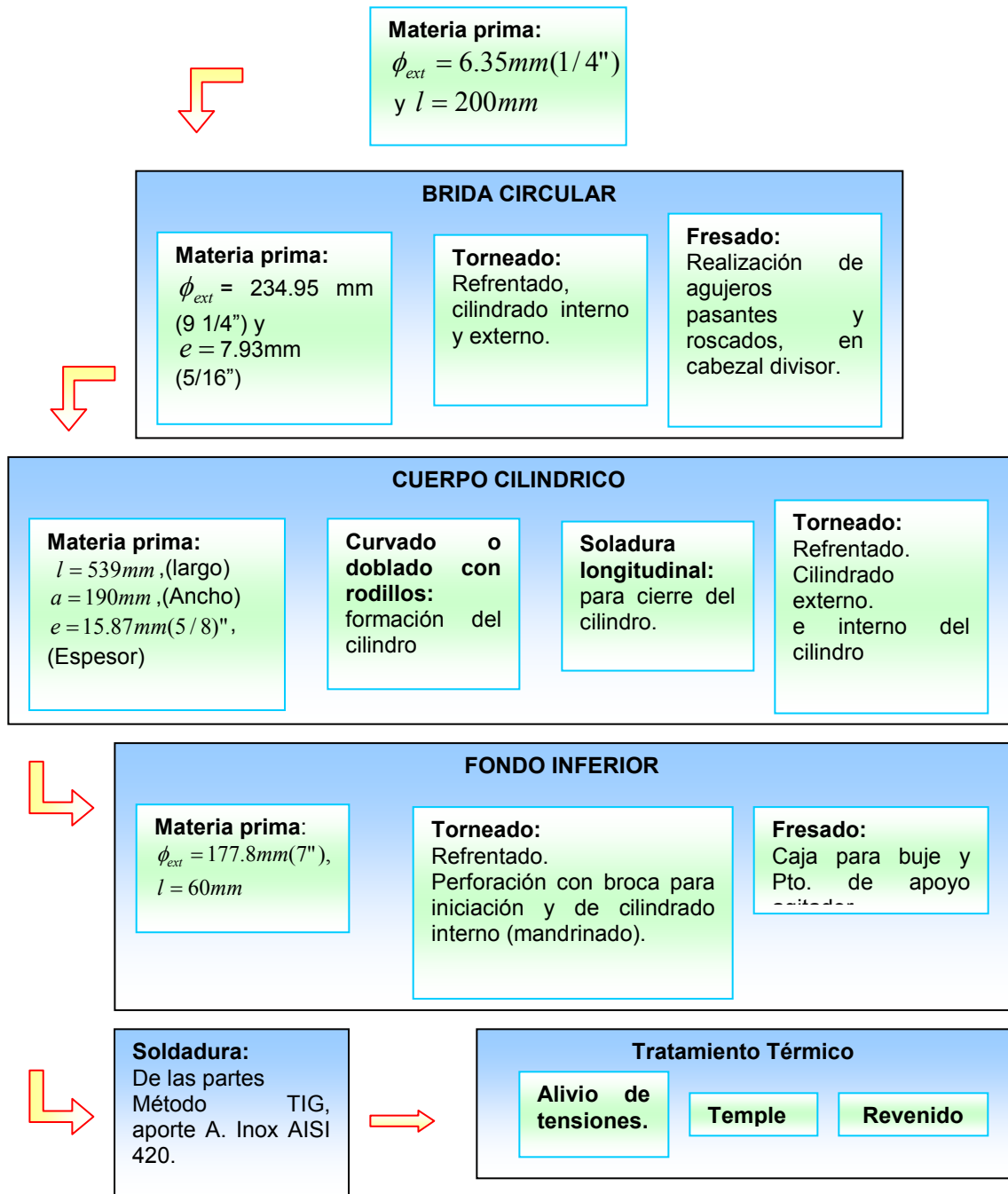


Figura 77. Secuencia de los procesos de manufactura empleados en la construcción del tazón de molienda.



Finalmente después de la realización de todos los procesos se hizo la verificación de medidas y dureza del componente para asegurar que estos estuvieran dentro

de los parámetros requeridos por el diseño, en la figura 78, se muestran imágenes del tazón terminado, listo para su funcionamiento.

Figura 78. Imágenes del tazón de molienda después de su manufactura: a) Vista general, b) Vista superior donde se muestra la caja para la ubicación del buje y punto de apoyo para el agitador.



a.



b.

11.2.4. Cámara de refrigeración. La cámara de refrigeración del tazón al igual que la tapa torisférica y el tazón fue construida en partes independientes que luego se soldaron como se muestra en la figura 79, sus componentes fueron manufacturados a partir de acero inoxidable AISI 304.

El proceso de manufactura de este componente incluyó operaciones de: Corte y formado, maquinado (en torno y fresadora), y unión por soldadura. Los pasos seguidos durante la manufactura de cada uno de los componentes y el conjunto se muestran en la figura 80.

Figura 79. Partes constitutivas de la cámara de refrigeración.

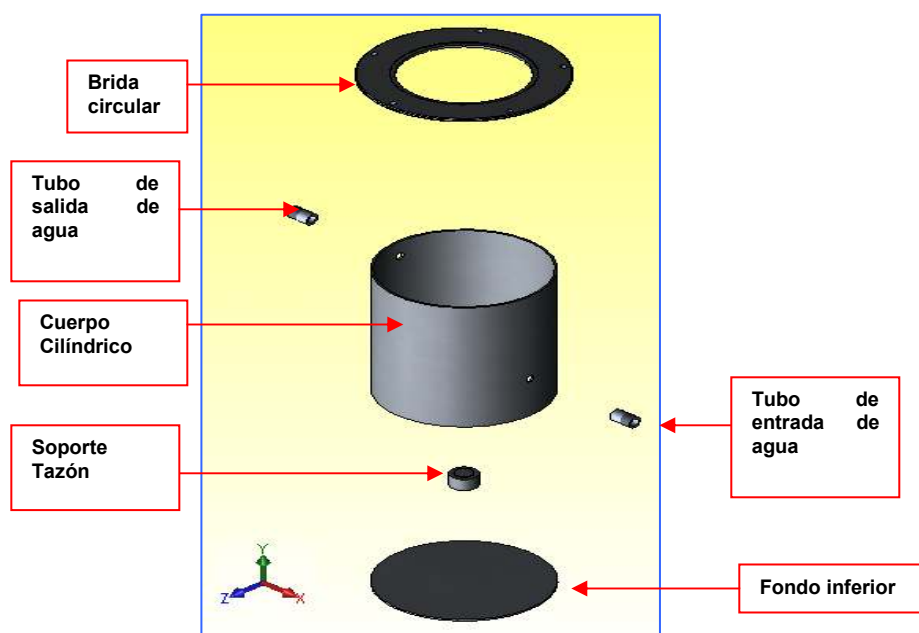
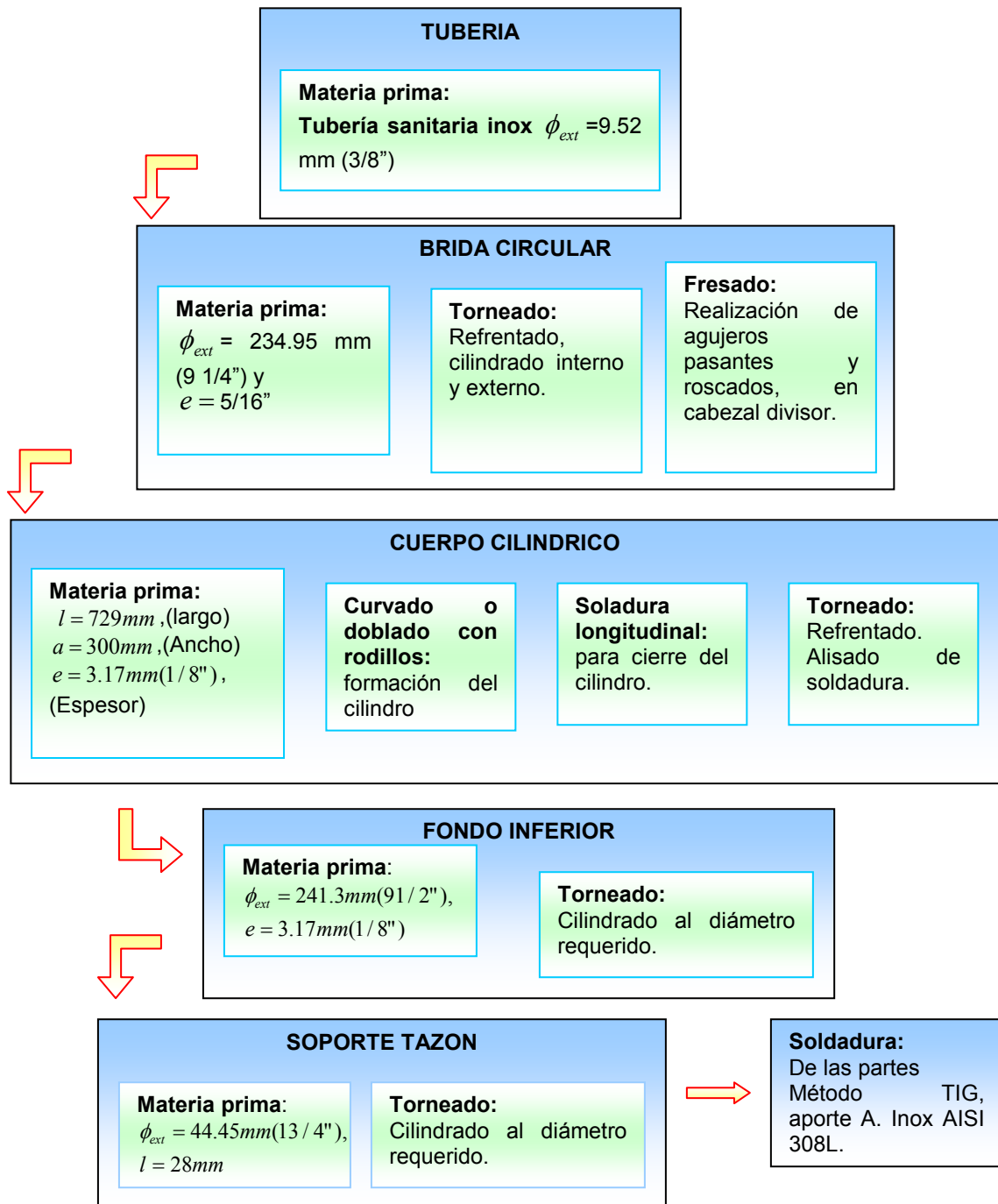


Figura 80. Secuencia de los procesos de manufactura empleados en la construcción de la cámara de refrigeración.



Finalmente después de la realización de todos los procesos se hizo la verificación de medidas del componente para verificar que estuvieran dentro de los

parámetros requeridos por el diseño, en la figura 81, se muestran imágenes de la cámara terminada.

Figura 81. Imágenes de la cámara de refrigeración después de su manufactura: a) Vista general, b) Vista superior.



a.



b.

El proceso completo de manufactura de las partes del molino Atritor, terminó con la construcción de la cámara de refrigeración del tazón de molienda, el resto de componentes y sistemas que componen la máquina fueron seleccionados de acuerdo a las especificaciones planteadas, e instaladas como se describe a continuación.

11.3. ENSAMBLE DEL MOLINO ATRITOR

El molino Atritor fue ensamblado por sub-sistemas de la siguiente manera:

- **Subsistema estructural.**
- **Subsistema de molienda.**
- **Subsistema hidráulico de refrigeración.**
- **Subsistema de regulación de presión y temperatura de proceso.**
- **Subsistema eléctrico.**
- **Subsistema de potencia.**

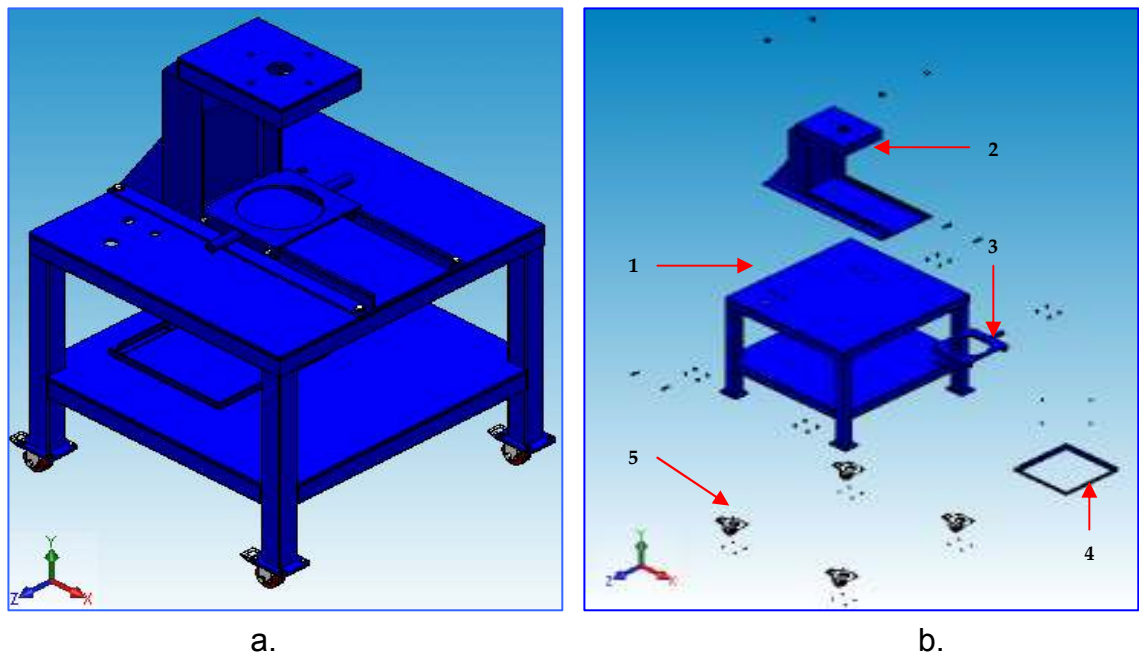
La subdivisión de la maquina en subsistemas se realizó atendiendo la necesidad de focalizar el diseño y construcción en distintas áreas, para hacerlo mas eficiente,

también por la necesidad de brindar facilidad en el momento de la realización de mantenimiento o reemplazo de cualquier componente.

11.3.1. Subsistema estructural. El montaje de este subsistema se realiza siguiendo los pasos como se describe a continuación y en referencia a la figura 82:

- Ensamble de las ruedas a la mesa soporte, este ensamble se realiza por medio de 4 tornillos 5/16"-18UNC con respectiva tuerca y arandela por cada rueda.
- Colocación de Porta cámara sobre la base soporte haciendo uso de 4 tornillos 3/8"-13UNC, que sujetan en forma de emparedado las canales laterales de la porta cámara con las guías de la base, estos tornillos se roscan a 4 tuercas que se disponen en la parte interna de la porta cámara.
- Montaje de la base soporte sobre la mesa, para ello se utilizan 4 tornillos 1/2"-13UNC con su respectiva arandela que se ubican en las esquinas de la platina inferior de la base.
- Ubicación de la base del tanque de refrigeración, utilizando 4 tornillos 1/4"-20UNC avellanados, que se roscan a la platina del entrepaño.

Figura 82. Imágenes del modelo CAD del subsistema estructural: a) Subsistema estructural ensamblado, b) Subsistema estructural explosionado.



En la tabla 44, se presenta la descripción de los componentes numerados en la figura 82b.

Tabla 44. Lista de componentes que conforman el subsistema estructural.

SUBSISTEMA ESTRUCTURAL		
Ítem	Descripción	Cantidad
1	Mesa soporte	1
2	Base soporte	1
3	Porta cámara	1
4	Base tanque de refrigeración	1
5	Ruedas	4

11.3.2. Subsistema de molienda. El sistema de molienda se divide en subsistemas como se observará de aquí en adelante. De manera jerárquica los subsistemas son los siguientes:

- Subsistema Agitador + Tapa Torisférica + Tazón.
- Subsistema Cámara de refrigeración.

Además lo componen las partes:

- Empaque entre cámara de refrigeración y tazón.
- Acoples rápidos 9.52 mm (3/8”), de rosca interna.

El montaje de este sistema se realiza siguiendo los pasos como se describe a continuación y en referencia a la figura 83:

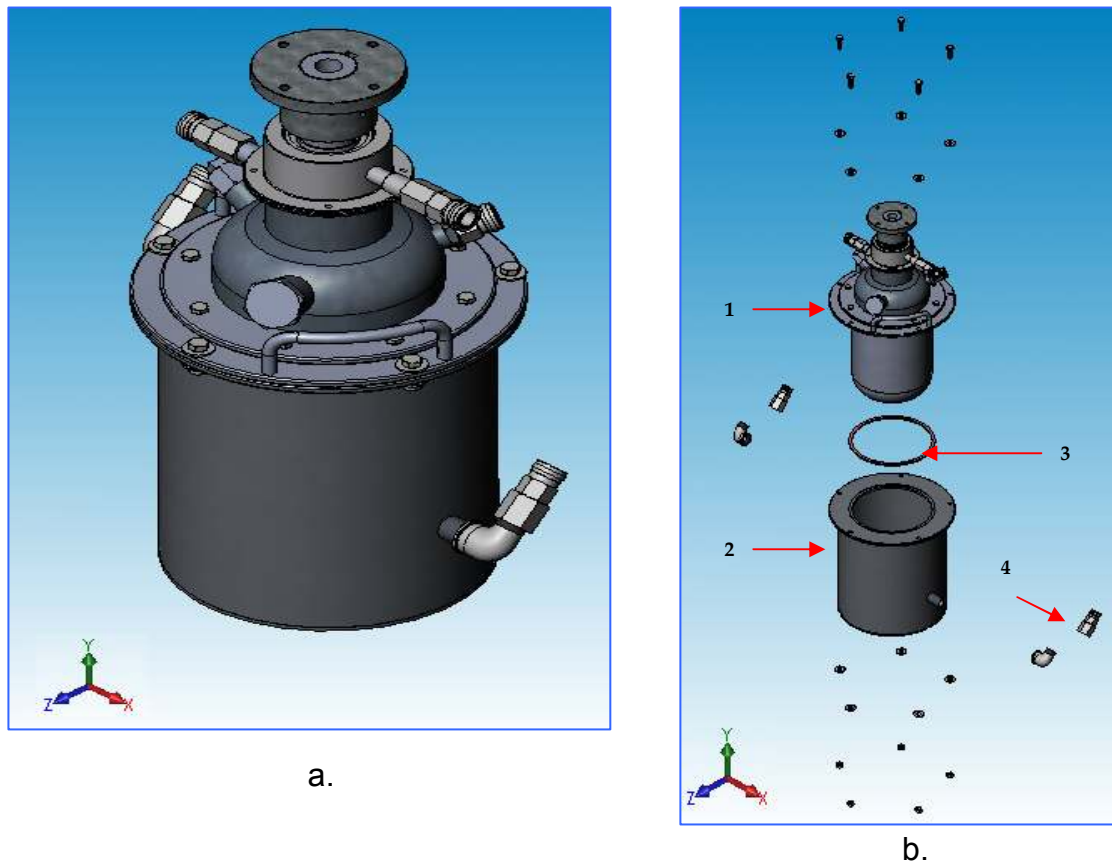
- Montaje de la cámara de refrigeración dentro del porta cámara y sujeción mediante 2 tornillos 5/16”-18UNC.
- Ensamble de acoples rápidos a la entrada y salida de agua dispuestas en el cuerpo cilíndrico de la cámara de refrigeración.
- Introducción de subsistema Agitador + Tapa Torisférica + Tazón, en la cámara de refrigeración y sujeción por medio de 5 tornillos 5/16”-18UNC con respectiva tuerca y arandela, prestando atención que el empaque que hace sello, entre la cámara y el tazón, sea ubicado en la caja dispuesta sobre la brida circular de la cámara de refrigeración.

En la tabla 45, se muestra la descripción de los componentes numerados en la figura 83b.

Tabla 45. Lista de componentes que conforman el subsistema de molienda.

SUBSISTEMA DE MOLIENDA		
Ítem	Descripción	Cantidad
1	Agitador+Tapa T.+Tazón	1
2	Cámara de refrigeración	1
3	Empaque Cámara-Tazón	1
4	Acoples rápidos	2

Figura 83. Imágenes del modelo CAD del sistema de molienda: a) Subsistema de molienda ensamblado, b) Subsistema de molienda explosionado.



● **Subsistema Agitador + Tapa Torisférica + Tazón.** El subsistema Agitador + Tapa Torisférica + Tazón se divide en subsistemas que de manera jerárquica se ordenan de la siguiente forma:

- Subsistema Agitador + Tapa Torisférica
- Subsistema tazón.

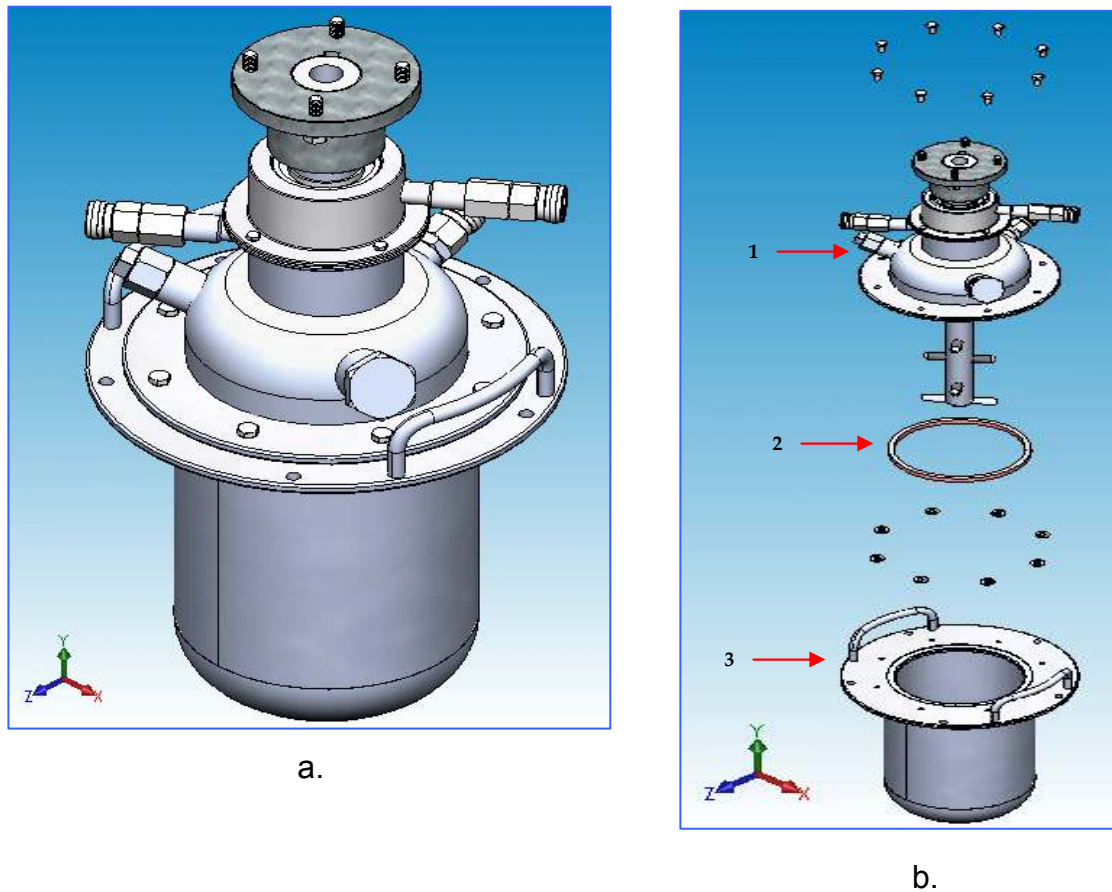
Además lo componen las partes:

- Empaque entre tazón y tapa torisférica.

El montaje de este sistema se realiza siguiendo los pasos como se describe a continuación y en referencia a la figura 84.

- Montaje del subsistema agitador + tapa torisférica dentro del tazón sujetándolo mediante 8 tornillos 1/4"-20UNC, prestando atención de que el empaque que hace sello entre el tazón y la tapa esté ubicado en la caja dispuesta sobre la brida circular del tazón.

Figura 84. Imágenes del modelo CAD del subsistema Agitador+Tapa torisférica+Tazón: a) Subsistema ensamblado, b) Subsistema explosionado.



En la tabla 46, se presenta la descripción de los componentes numerados en la figura 84b.

Tabla 46. Lista de componentes que conforman el subsistema Agitador + Tapa torisférica + Tazón.

SUBSISTEMA DE MOLIENDA		
<i>Agitador+Tapa T.+Tazón</i>		
Ítem	Descripción	Cantidad
1	Agitador+Tapa T	1
2	Empaque Tapa-Tazón	1
3	Tazón de molienda	1

● **Subsistema Agitador + Tapa Torisférica.** El subsistema Agitador + Tapa Torisférica se divide en subsistemas que de manera jerárquica se ordenan de la siguiente forma:

- Subsistema Agitador
- Subsistema Tapa Torisférica.

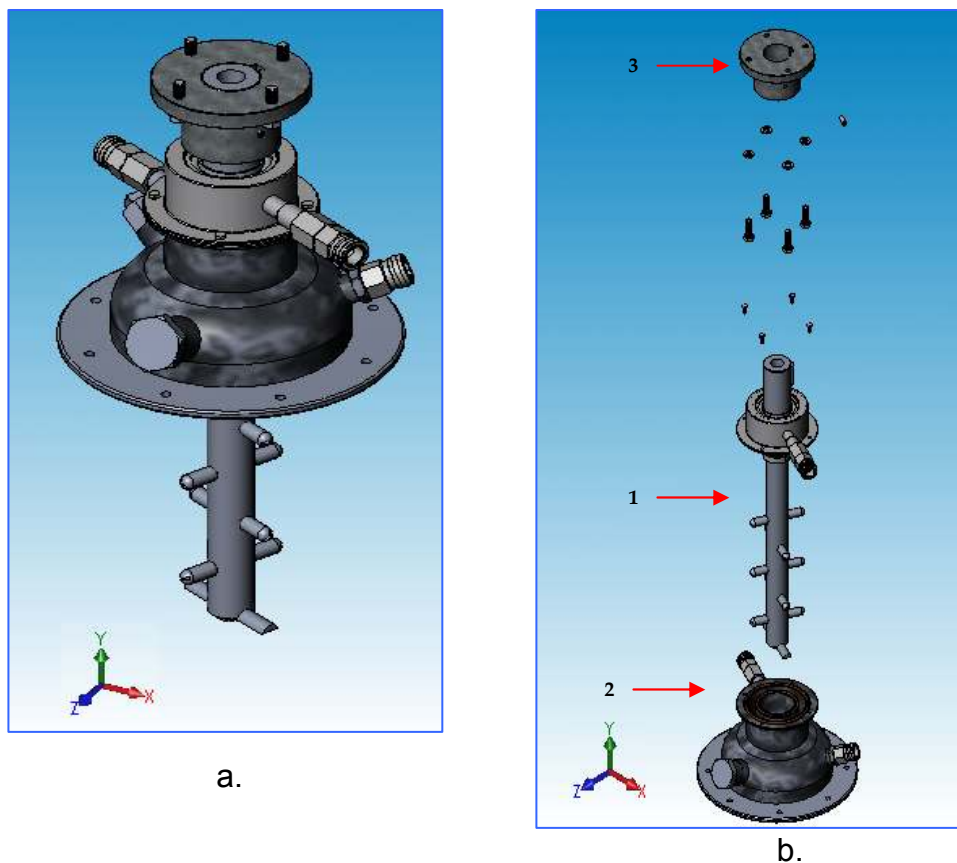
Además lo componen las partes:

- Acople eje agitador.

El montaje de este sistema se realiza siguiendo los pasos como se describe a continuación y en referencia a la figura 85:

- Inicialmente se ensambla el subconjunto agitador dentro de la tapa torisférica, sin la colocación de las aspas, y se ajusta por medio de 4 tornillos de cabeza hexagonal con respectiva arandela de presión (Guasa) a las bridas de la cámara de refrigeración del sello mecánico (superior e inferior).
- Ensamble de todas las aspas de agitación, enroscándolas al eje agitador, después se pone el aspa de agitación inferior en la caja semicircular presente en el extremo inferior el eje, se coloca el punto de apoyo del agitador dentro de la caja inferior del aspa, y finalmente se ajusta el conjunto por medio de un tornillo de ¼"-20UNC avellanado.
- Montaje del acople del eje agitador sobre este, se deja al mismo nivel la cara superior del acople con la cara exterior del eje y se ajusta por medio de prisioneros (Bristol sin cabeza) de ¼"-20UNC, uno sobre la chaveta y otro ubicado a 90°.

Figura 85. Imágenes del modelo CAD del subsistema Agitador+Tapa torisférica a) Subsistema ensamblado, b) Subsistema explosionado.



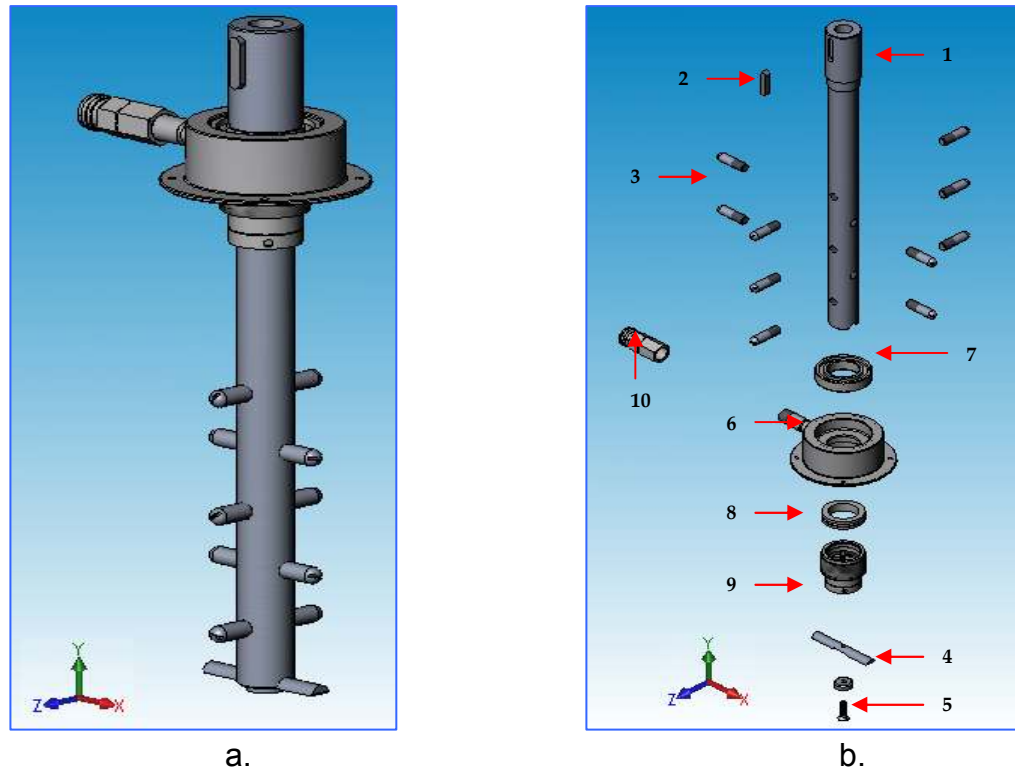
En la tabla 47, se presenta la descripción de los componentes numerados en la figura 85b.

Tabla 47. Lista de componentes que conforman el subsistema Agitador + Tapa torisférica.

SUBSISTEMA DE MOLIENDA		
<i>Agitador+Tapa T.</i>		
Ítem	Descripción	Cantidad
1	Agitador	1
2	Tapa Torisférica	1
3	Acople eje agitador	1

● **Subsistema Agitador.** El montaje de este sistema se realiza siguiendo los pasos como se describe a continuación y en referencia a la figura 86:

Figura 86. Imágenes del modelo CAD del subsistema Agitador: a) Subsistema ensamblado, b) Subsistema explosionado.

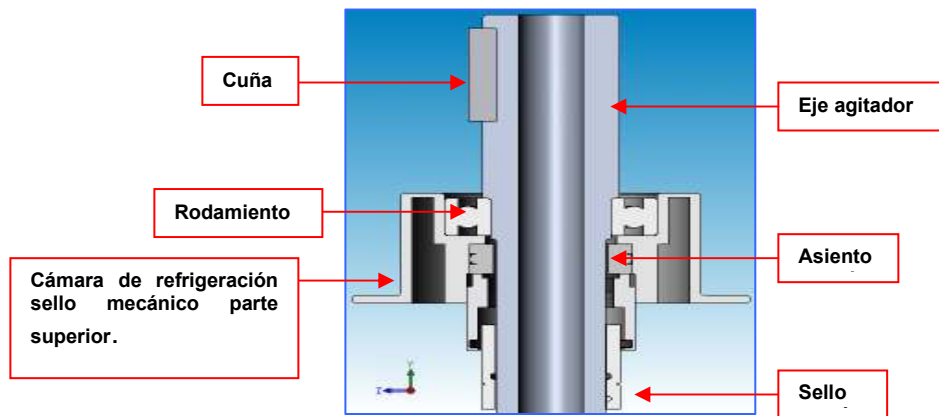


- Inicialmente se ensambla la chaveta al eje agitador.
- Para ubicar el rodamiento sobre el eje agitador, se debe utilizar una prensa hidráulica, ya que el ajuste de estos elementos es por interferencia.
- Montaje del rodamiento junto al eje dentro de la cuna presente en la parte superior de la cámara de refrigeración del sello mecánico.
- Se da vuelta al eje junto con el rodamiento y la parte superior de la cámara de refrigeración del sello mecánico, y se coloca el asiento estacionario del sello mecánico, operación que debe hacerse con extremo cuidado ya que este elemento es muy frágil.
- Se monta el sello mecánico deslizado desde el extremo del eje, y se presiona levemente contra la cara expuesta del asiento estacionario, se da la presión de funcionamiento y se ajusta contra el eje por medio de prisioneros suministrados con el sello.

- Se coloca el acople rápido (Rosca interna de 1/4”), al tubo que sobresale de la parte superior de la cámara de refrigeración del sello mecánico.

En la figura 87 se muestra una imagen de una vista en corte del modelo CAD del subsistema agitador donde se muestra la forma como debe quedar ensamblado el rodamiento, asiento estacionario y sello mecánico.

Figura 87. Imagen de una vista en corte del modelo CAD del ensamble Rodamiento, eje agitador, cámara de refrigeración sello mecánico, asiento estacionario y sello mecánico.



En la tabla 48, se muestra la descripción de los componentes numerados en la figura 86b.

Tabla 48. Lista de componentes que conforman el subsistema agitador.

SUBSISTEMA DE MOLIENDA		
<i>Agitador</i>		
Ítem	Descripción	Cantidad
1	Eje agitador	1
2	Chaveta	1
3	Aspas de agitación	10
4	Aspa de agitación inferior	1
5	Punto de apoyo	1
6	Cámara de ref. S. M. Parte superior	1
7	Rodamiento	1
8	Asiento estacionario	1
9	Sello mecánico	1
10	Acople rápido	1

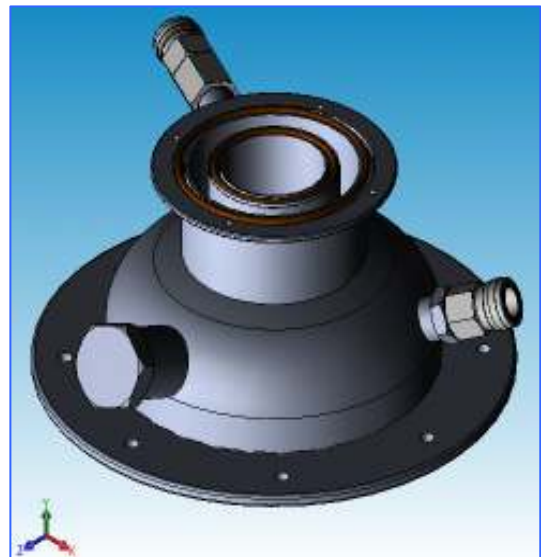
● **Subsistema Tapa torisférica.** El montaje de este sistema se realiza siguiendo los pasos como se describe a continuación y en referencia a la figura 88:

- Se introduce el reten hidráulico en el compartimiento dispuesto el interior de la parte inferior de la cámara de refrigeración del sello mecánico (Ver figura 88).
- Colocación del anillo de retención metálico interno sobre el reten hidráulico para inmovilizarlo, para ello se dispuso una ranura con las dimensiones del anillo (Ver figura 88).
- Montaje de sellos o'ring en las ranuras hechas sobre la brida de la cámara de refrigeración del sello mecánico.
- Se colocan todos los elementos de las boquillas: Termo poso, y tapón de la termocupla, tapón de acceso, y acople rápido de la derivación para el manifold.
- Se coloca el acople rápido (Rosca interna de 1/4"), al tubo que sobresale de la parte inferior de la cámara de refrigeración del sello mecánico.

Figura 88. Imágenes del modelo CAD del subsistema Tapa torisférica: a) Subsistema explosionado, b) Subsistema ensamblado.



a.



b.

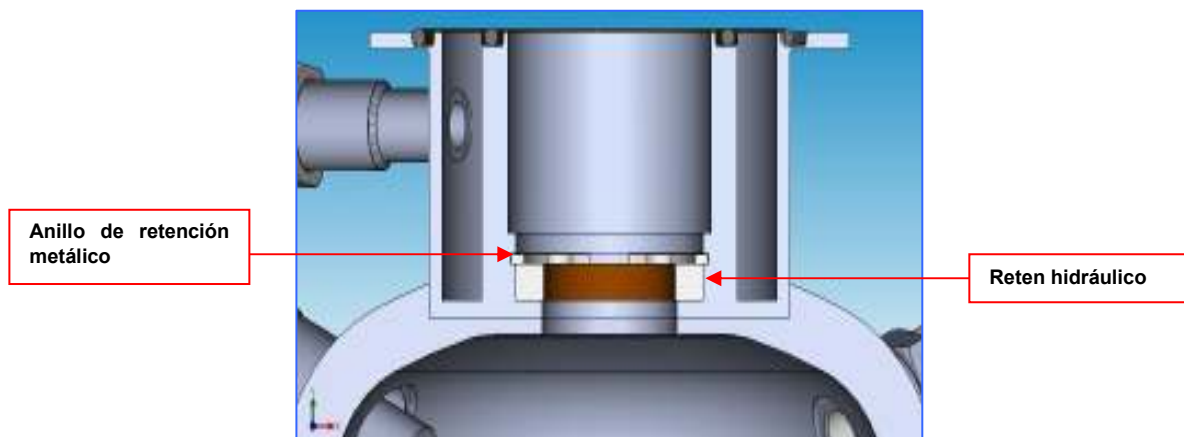
En la tabla 49, se muestra la descripción de los componentes numerados en la figura 87a.

En la figura 89 se ilustra la imagen CAD de una vista en corte de la tapa torisférica de la forma en que quedó montado el reten hidráulico y el anillo de retención metálico dentro de la cámara inferior de refrigeración del sello mecánico.

Tabla 49. Lista de componentes que conforman el subsistema Tapa torisférica.

SUBSISTEMA DE MOLIENDA		
<i>Tapa torisférica</i>		
Ítem	Descripción	Cantidad
1	O' ring Interno 1/8"x2 1/8"	1
2	O' ring Externo 1/8"x3 1/8"	1
3	Anillo de retención metálico	1
4	Reten hidráulico	1
5	Cámara de ref. S. M. Parte inferior	1
6	Acople rápido	1
7	Cuerpo tapa torisférica	1
8	Brida circular	1
9	Boquilla para termocupla	1
10	Termo poso	1
11	Tapón termocupla	1
12	Boquilla de acceso	1
13	Tapón	1
14	Boquilla conexión manifold	1
15	Acople rápido	1

Figura 89. Imagen de vista en corte de la tapa torisférica donde se muestra la ubicación del reten hidráulico y anillo de retención metálico (sin el montaje del subsistema agitador).



11.3.3. Subsistema hidráulico de refrigeración. El sistema hidráulico está compuesto por elementos en su totalidad comerciales, por tanto su correcto ensamblaje es de fácil realización y no presentará mayores inconvenientes al operario o persona que a futuro desee hacer mantenimiento a la máquina.

11.3.4. Subsistema de regulación de presión y temperatura de proceso. El sub sistema de regulación de presión y temperatura esta compuesto por los siguientes elementos:

- Manifold
- Termocupla tipo J

El manifold a su vez esta compuesto por:

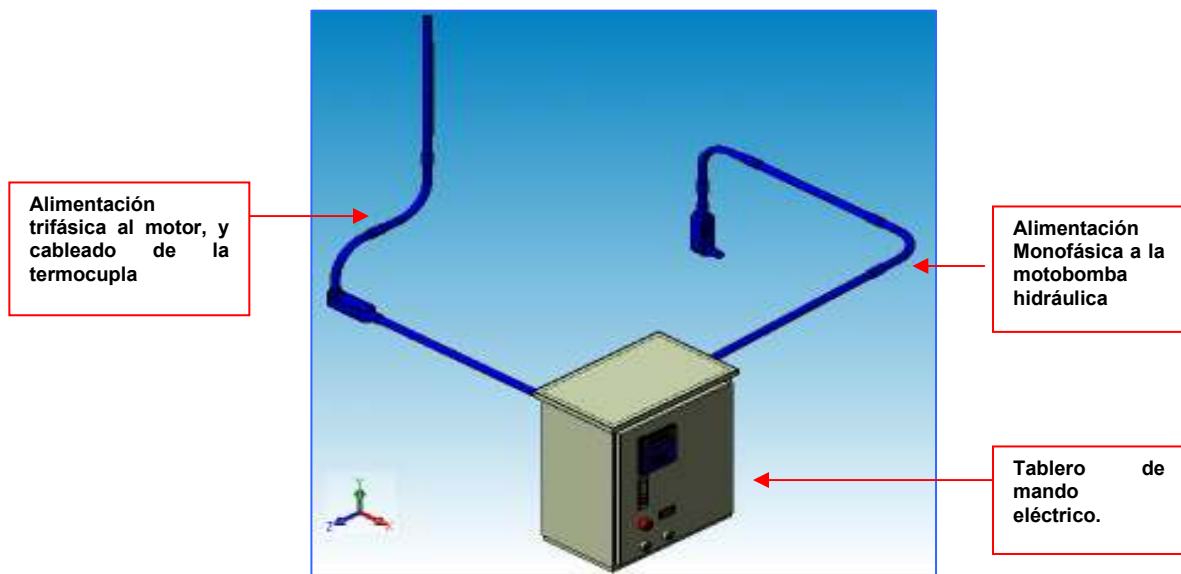
- Flauta de conexiones
- Mano-vacuometro Rango -30inHg a 300 Psig
- Válvula de aguja en acero inoxidable Pmax: 1000Psig
- Válvula de alivio, Set point de presión 175Psig
- Derivación para presurización del tazón compuesta por: Válvula de bola de 9.52mm (3/8") y acople rápido 3/8".

El ensamble de los componentes del manifold se hace a la flauta de conexiones, a su vez la termocupla tipo j se integra al sistema eléctrico el molino, por medio de la tubería conduit dispuesta para tal fin.

11.3.5. Subsistema eléctrico. En el molino existe una red eléctrica protegida por tubería conduit de 12.7mm (½"), por medio de la cual se transportan todo los cables que interconectan los componentes eléctricos, con base en la figura 90 los principales componentes de este sistema son:

- Tubería conduit de alimentación trifásica al motor eléctrico, y cableado de la termocupla.
- Tubería conduit de alimentación monofásica a la motobomba.
- Tablero de mando eléctrico.

Figura 90. Imagen del modelo CAD del sistema eléctrico del molino atritor.



11.3.6. Subsistema de potencia. El subsistema de potencia del molino atritor esta constituido por elementos que tienen que ver en la generación de la energía de impacto durante el proceso, con base en la figura 91, el sistema de potencia esta compuesto por:

- Motor eléctrico.
- Tornilleria de sujeción del Motor.
- Empaque de amortiguación de vibraciones.
- Acople del eje del motor.
- Coraza para cableado a la bornera del motor.

El motor eléctrico se ensambla a la base del molino mediante 4 pernos $\frac{1}{2}$ "-13UNC, con sus respectivas tuercas y arandelas, entre el motor y la base se debe situar el empaque designado para la amortiguación de vibraciones, una vez montado el motor por la parte inferior de la base se debe montar el acople y ajustar por medio de prisioneros de $\frac{1}{4}$ "-20UNC.

Para finalizar en la figura 92. Se muestran imágenes del molino atritor ensamblado y listo para operar.

Figura 91. Imagen del modelo CAD del sistema de potencia.

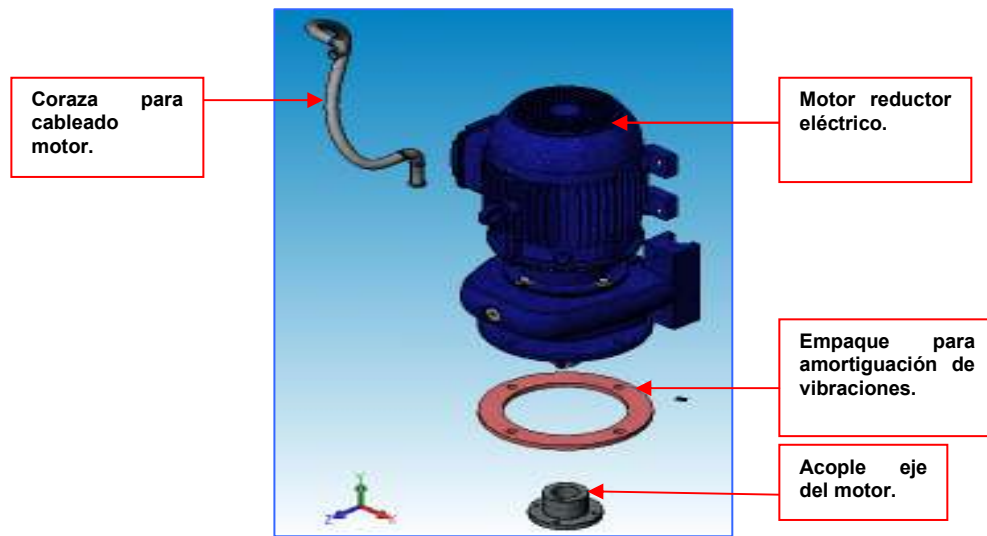
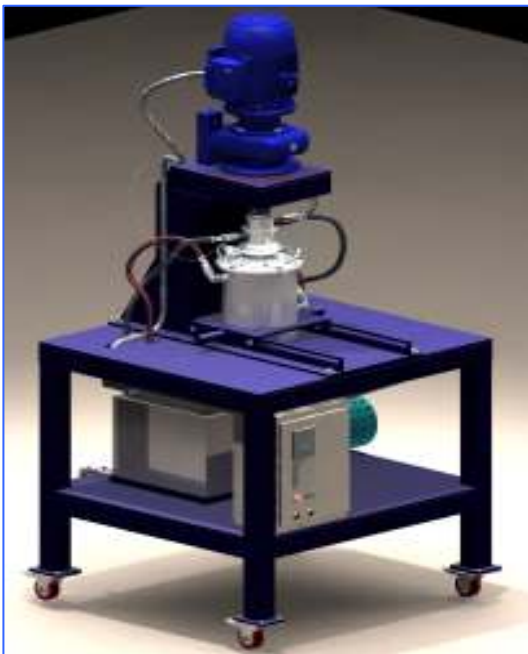


Figura 92. Imágenes del molino atritor: a) Imagen CAD del ensamble completo del molino atritor, b) Fotografía de la maquina terminada.



a.



b.

12. CONCLUSIONES

- Se realizó el rediseño y construcción de un molino tipo Atritor, prototipo enfocado a la obtención de materiales compuestos.
- Se obtuvo la información técnica pertinente acerca del proceso de aleación mecánica, para de esta manera establecer las especificaciones y parámetros de diseño del molino.
- De acuerdo a la información recopilada, consulta con especialistas y visitas a talleres industriales, se reviso y cotejo los objetivos alcanzado en la tesis “Diseño de un molino de bolas tipo atritor” y así establecer los criterios de rediseño e implementación de nuevas funciones del equipo.
- Se realizaron los cálculos necesarios de las piezas y accesorios constitutivos del molino, aplicando todos los conceptos y conocimientos adquiridos durante la formación en Ingeniería Mecánica, se utilizaron métodos analíticos y se acudió a la utilización de software CAD y CAE para realizar el diseño mecánico del equipo.
- Se seleccionaron materiales, partes comerciales y procesos de manufactura durante el diseño y la construcción de la maquina.
- Mediante pruebas de funcionamiento se calibró y colocó a punto el equipo, comprobando el vacío, la carga y la descarga de los elementos de molienda, control de tiempo, velocidad y temperatura de molienda, se obtuvo carburos de titanio a partir de dióxido de titanio y grafito.
- La consecución del molino de bolas Atritor permite fortalecer el área de Materiales Compuestos del grupo Ciencia e Ingeniería de Materiales. El equipo se caracterizó por su bajo costo de fabricación y consecución de componentes en el mercado local.

BIBLIOGRAFIA

ARCE CABANZO, Gislaine; BLANDON GRANADA, José Ignacio. Manual de interventoría para la fabricación de tanques a presión e intercambiadores de calor. Santiago de Cali, 1992. 256 p. Trabajo de grado (Ingeniero mecánico). Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de ingenierías.

BOTERO ARANGO, Filiberto. Diseño de un Molino de bolas tipo Atritor. Santiago de Cali, 2004. 56 p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Autónoma de occidente. Facultad de ingeniería.

ENTREVISTA con Héctor Sánchez Sthepa, Director de la escuela de ingeniería de materiales Universidad del Valle. Santiago de Cali, 5 de Junio de 2006.

ENTREVISTA con Rodrigo Palma, Investigador de la Universidad de Chile. Santiago de Cali, 16 de Octubre de 2004.

GONZALEZ, Sofía; RENTERIA, Jeisson; ALBA, Nelly; JARAMILLO, Héctor. Construcción de un molino tipo Atritor y mecanosíntesis de carburos de titanio TiC. En: Construcción de un molino tipo Atritor y mecanosíntesis de carburos de titanio. Vol. 1, No. 1(May. 2005); 5 p.

HIBBELER, R.C. Mecánica de materiales. 3 ed. México: Prentice Hall, 1998. 854 p.

LOGAN, Daryl. A Firts Course in the Finite Element Method Using Algor. 2 ed. Wisconsin: Wadsworth Group, 2001. 520 p.

MAN ON LAI, Lila. Mechanical alloying. Massachusetts: Kluwer Academic Publishers, 1998. 276 p.

MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. 2 ed. México: Alfaomega, 1982. 285 p.

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall, 1999. 1080 p.

PALMA, Rodrigo; SEPÚLVEDA, Aquiles; LÖBEL, Tomás; NÚÑEZ, Leonel; ZÚÑIGA, Alejandro; RAMÍREZ, Christian. Nuevos métodos de fabricación mediante tecnologías de Polvos [en línea]. Santiago de Chile: Universidad de Chile, 1999. [Consultado 01 de Julio de 2006]. Disponible en Internet: http://cabierta.uchile.cl/revista/12/articulos/12_6/index.html.

PERRY, Robert; GREEN, Don; MALONEY, James. Perry Manual del ingeniero Químico. 6 ed. México: Mc Graw-Hill, 1998. 295 p.

SPOTTS, M. F.; SHOUP, T. E. Elementos de máquinas. 7 ed. México: Prentice hall, 1999. 856 p.

SURYANARAYANA, C. Mechanical alloying and milling. En: Progress in Materials Science. Vol. 1, No. 1 (2001); 184 p.

ANEXOS

Anexo A. Propiedades del Acero STAVAX ESR

Properties

PHYSICAL DATA

Hardened and tempered to 50 HRC. Data at room and elevated temperatures.

Temperature	20°C (68°F)	200°C (390°F)	400°C (750°F)
Density kg/m ³ lbs/in ³	7 800 0,282	7 750 0,280	7 700 0,277
Modulus of elasticity N/mm ² tsi psi	200 000 12 900 29,0 x 10 ⁶	190 000 12 300 27,6 x 10 ⁶	180 000 11 600 26,1 x 10 ⁶
Coefficient of thermal expansion /°C from 20°C /°F from 68°F	— —	11,2 x 10 ⁻⁶ 6,2 x 10 ⁻⁶	11,6 x 10 ⁻⁶ 6,7 x 10 ⁻⁶
Thermal conductivity* W/m °C Btu in/(ft ² h °F)	16 110	20 138	24 166
Specific heat J/kg °C Btu/lb, °F	460 0,110	— —	— —

* Thermal conductivity is very difficult to measure. The scatter can be as high as $\pm 15\%$.

TENSILE STRENGTH AT ROOM TEMPERATURE

The tensile strength values are to be considered as approximate only. All samples were taken from a bar (in the rolling direction) 25 mm (1") diameter. Hardened in oil from 1025 $\pm 10^\circ\text{C}$ (1880 $\pm 20^\circ\text{F}$) and tempered twice to the hardness indicated.

Hardness	50 HRC	45 HRC
Tensile strength Rm N/mm ² tsi psi	1 780 114 256 000	1 420 92 206 000
Yield point Rp0,2 N/mm ² tsi psi	1 460 95 213 000	1 280 83 185 000

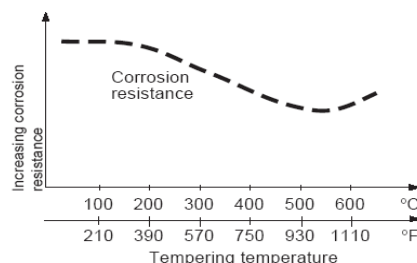
CORROSION RESISTANCE

STAVAX ESR is resistant to corrosive attack by water, water vapour, weak organic acids, dilute solutions of nitrates, carbonates and other salts.

A tool made from STAVAX ESR will have good resistance to rusting and staining due to humid working and storage conditions and when moulding corrosive plastics under normal production conditions.

STAVAX ESR shows the best corrosion resistance when tempered at low temperature and polished to a mirror finish.

The influence of tempering temperature on corrosion resistance.



Heat Treatment

SOFT ANNEALING

Protect the steel and heat through to 780°C (1440°F). Then cool in the furnace at 10°C (20°F) per hour to 650°C (1200°F), then freely in air.

STRESS-RELIEVING

After rough machining the tool should be heated through to 650°C (1200°F), holding time 2 hours. Cool slowly to 500°C (930°F), then freely in air.

HARDENING

Preheating temperature: 600–850°C (1110–1560°F)
Austenitizing temperature: 1020–1050°C (1870–1920°F), but usually 1030°C (1885°F).

Temperature °C	°F	Soaking time minutes	Hardness before tempering (HRC)
1030	1885	30	56 \pm 2
1050	1920	30	57 \pm 2

Soaking time = time at hardening temperature after the tool is fully heated through.

Protect the part against decarburization and oxidation during hardening.

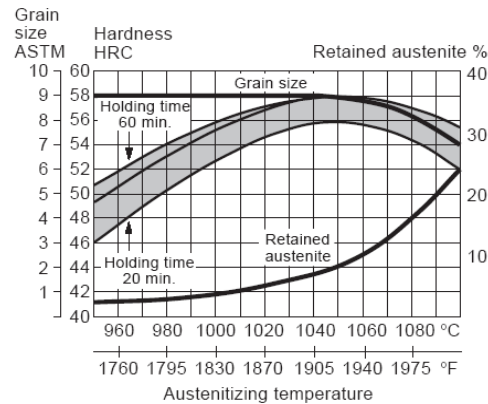
QUENCHING MEDIA

- Oil
- Fluidized bed or salt bath at 250–550°C (480–1020°F), then cool in air blast
- Vacuum with sufficient positive pressure
- High speed gas/circulating atmosphere.

In order to obtain optimum properties, the cooling rate should be as fast as is concomitant with acceptable distortion. When heat treating in a vacuum furnace, a 4–5 bar overpressure is recommended. Temper immediately when the tool reaches 50–70°C (120–160°F).

Anexo B. Propiedades del Acero STAVAX ESR. Cont

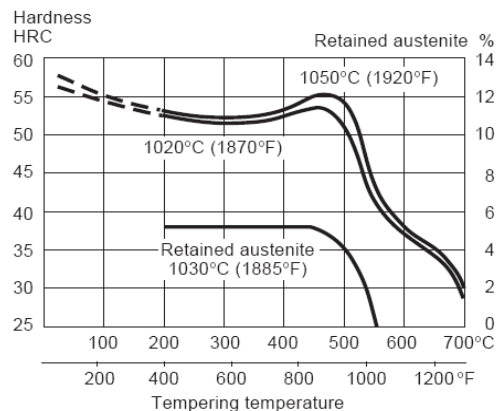
Hardness, grain size and retained austenite as a function of the austenitizing temperature.



TEMPERING

Choose the tempering temperature according to the hardness required by reference to the tempering graph. Temper twice with intermediate cooling to room temperature. Lowest tempering temperature 180°C (360°F) for small simple inserts, but 250°C (480°F) is the preferred minimum. Holding time at temperature minimum 2 hours.

Tempering graph



Note: 1. Tempering at 250°C (480°F) is recommended for the best combination of toughness, hardness and corrosion resistance.

Note: 2. Above curves are valid for small samples. Achieved hardness depends on mould size.

Note: 3. A combination of high austenitizing temperature and low tempering temperature <250°C (<480°F) gives a high stress level in the mould and should be avoided.

DIMENSIONAL CHANGES

The dimensional changes during hardening and tempering vary depending on temperatures, type of equipment and cooling media used during heat treatment.

The size and geometric shape of the tool is also of essential importance.

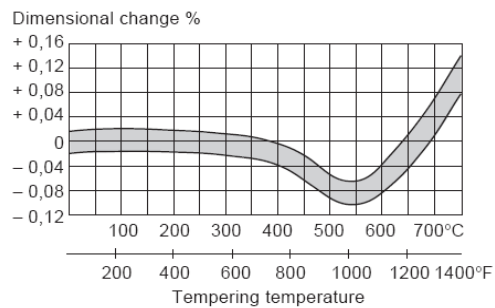
Thus, the tool shall always be manufactured with enough working allowance to compensate for dimensional changes. Use 0,15% as a guideline for STAVAX ESR provided that a stress relief is performed between rough and semifinished machining as recommended.

During hardening

An example of dimensional changes on a plate, hardened under ideal conditions, 100 x 100 x 25 mm (4" x 4" x 1") is shown below.

Hardening from 1020°C (1870°F)	Width %	Length %	Thickness %
Oil hardened	Min. + 0,02 Max. - 0,05	+ 0,02 - 0,03	+ 0,04 -
Martempered	Min. + 0,02 Max. - 0,03	± 0 + 0,03	- 0,04 -
Air hardened	Min. - 0,02 Max. + 0,02	± 0 - 0,03	± 0 -
Vacuum hardened	Min. + 0,01 Max. - 0,02	± 0 + 0,01	- 0,04 -

During tempering



Note: Dimensional changes during hardening and tempering should be added together.

Anexo C. Propiedades del Acero AISI 304.

304

INOXIDABLE AUSTENITICO



ANÁLISIS QUÍMICO

C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
0.08 máx.	2.0 máx.	0.045 máx.	0.030 máx.	1.0 máx.	18.0 a 20.0	8.0 a 10.5

EQUIVALENCIAS APROXIMADAS

SAE/AISI	Norma No.	Símbolo	ASSAB/UHB	BOEHLER/VEW	THYSSEN
304	1.4301	X5 Cr Ni 18-9	911	A507	ANTINIT 4301

COLOR: Naranja

SECCION: ● de 3/16 a 8.0"

■ De 1/8 x 1" a 1/2 x 3.0"

Láminas de 0.5 a 12.7 mm x 4' x 8'

Tubos SCH10 - 40 de 3/4" a 4"

ESTADO DE ENTREGA: Recocido suave y decapado

Láminas acabado No. 2B No. 2-D y No. 1

TIPO

Este es el más versátil, y uno de los aceros inoxidable de la serie 300 de mayor rango de utilidades. Tiene excelentes características de soldabilidad y formado. Su composición química cuidadosamente controlada le capacitan para someterle a embutidos profundos más severos que los tipos 301 y 302 sin llevar a cabo recocidos intermedios.

APLICACIONES

Barriles cerveceros, enfriadores en la industria de la leche, equipo para procesamiento de alimentos, partes para extinguidores, tanques para almacenamiento de vinos, tuberías, recipientes para químicos, intercambiadores de calor, etc.

RESISTENCIA AL CALOR

Presenta buena resistencia a la oxidación cuando se utiliza intermitentemente a 870°C y continuamente a 930°C. No se recomienda su utilización continua en el rango de 420 a 860°C, pero en los rangos inferiores y superiores a estas temperaturas su comportamiento es bueno.

TRATAMIENTO TÉRMICO

Recocido: Calentar hasta 1010/1370°C y luego enfriar rápidamente.

Estos aceros no pueden ser endurecidos mediante tratamiento térmico.

Anexo D. Propiedades del Acero AISI 304.Cont

304

INOXIDABLE AUSTENITICO



SOLDABILIDAD

Muy buena por cualquiera de los métodos convencionales. Utilizar electrodos tipo 308. Secciones gruesas de éste acero que hayan sido soldadas pueden requerir un recocido posterior con el fin de obtener la máxima resistencia a la corrosión.

RESISTENCIA A LA CORROSION

En general piezas que deban resistir a un gran número de agentes corrosivos, como soluciones alcalinas, ácido nítrico, ácido fosfórico, ácido acético, soluciones salinas, aceites minerales, ácidos grasos, agua de mar.

PROPIEDADES MECANICAS (Estado Recocido)

Límite de Fluencia Kg/mm ²	Resistencia Última Kg/mm ²	Elongación % en 2"	Dureza BHN	Impacto kg-m/cm ²	Módulo de Elasticidad kg/mm ²
24	58	55	149	14	19300

PROPIEDADES MECANICAS EN CALIENTE (1)

CARACTERÍSTICAS	100	200	300	400	600	650	700	750	800
Límite elástico en caliente Kg/mm ²	18	13	11	10					
Cargas que originan un alargamiento por fluencia del 10/o en 1.000 horas. Kg/mm ²						10-13			
Cargas que originan la Rotura en 1000 horas. kg/mm ²					20-23	14-16	8-10	4-5,5	2-3
Cargas que originan un alargamiento por fluencia de 10/o en 10.000 horas. Kg/mm ²					8-11	5-7,5	3,5-5	2-3	1,5
Cargas que originan la rotura en 10.000 horas. kg/mm ²					12-16	7,5-11	4,5-7	2,5-4,5	2,0

(1) Valores indicativos

CARACTERÍSTICAS FISICAS

Calor Específico a 20°C cal/g°C	Conductividad Térmica a 20°C cal/cm Seg °C	Resistividad Eléctrica a 20°C Ohm-mm ² m	Permeabilidad magnética a 200 H – Rec
0.12	0.035	0.73	1.02

Anexo E. Propiedades del Acero AISI 1045.

1045 (SIDELPA)


AL CARBONO



ANÁLISIS QUÍMICO

C	Mn	P max	S max	Si
.43/.50	.60/.90	.040	.050	.20/.40

COLOR: Amarillo/Blanco/Verde

SECCION:  De 7/16 a 1" e Importado de 3 1/2 a 20"
De 3/16" X 1" a 1 1/4 X 6"
De 1 1/8 a 3 1/2

ESTADO DE ENTREGA: Calibrado y Laminado en caliente

TIPO

Acero de resistencia media en estado laminado o forjado. Ampliamente utilizado en la industria automotriz en partes que requieran dureza y tenacidad. Puede ser tratado térmicamente. Es típico para ser templado por inducción obteniéndose durezas superficiales de 55 - 58 HRC. Buena soldabilidad.

APLICACIONES:

Manivelas, chavetas, pernos, bulones, engranajes, acoplamientos, árboles, bielas, cigüeñales, ejes de maquinaria, cañones de fusiles, espárragos, barras de conexión, tornillería, grado 5. También en la fabricación de herramientas agrícolas, hachas, azadones, rastrillos, picas, martillos, porras, barretones, llaves, etc.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

Estado del Material	Límite Elástico kg/mm ²	Resist. a la tracción Kg/mm ²	Alargamiento o/o	Reducción de Área o/o	Dureza Brinell
Laminado en Caliente	35	60	18	40	240
Normalizado	34	58	14	40	230
Recocido Subcrítico	32	56	25	55	220
Temple y Revenido 450°C	50	75/90	16	40	220/265

TRATAMIENTO TÉRMICO

FORJA	900-1100°C	Enfriamiento al aire
NORMALIZADO	850- 880°C	Enfriamiento al aire
RECOCIDO:	670- 710°C	En horno hasta 580°C después al aire
TEMPLE:	820- 850°C	Enfriamiento en aceite
REVENIDO:	450- 600°C	Según dureza deseada.

Anexo F. Propiedades del acero AISI 420.



ANALISIS QUIMICO

C	Mn	Cr	Si	P	S
0.35	0.60	13.00	0.30	0.030	0.015

EQUIVALENCIAS APROXIMADAS

SAE/AISI	NORMA No.	SIMBOLO	ASSAB/UHB	BOEHLER/VEW	THYSSEN
420	1.2083	X42 Cr 13	STAVAX	N540	Thyro Plast 2083

COLOR: Amarillo/Negro/Amarillo

SECCION:  de 1" a 4"
 de 1" x 4" a 3" x 20"

ESTADO DE ENTREGA: Recocido (220 Brinell)

TIPO:

Acero inoxidable Martensítico, degasificado al vacío, puede ser tratado térmicamente y es ideal para aquellas aplicaciones en moldes para plásticos en las cuales se requiera una elevada resistencia a la corrosión. Posee un alto nivel de limpieza, brillantez y resistencia al desgaste.

APLICACIONES:

Moldes para piezas de PVC y otros materiales altamente corrosivos. Muy adecuado para moldes que tienen conductos de enfriamiento muy pequeños y los que trabajan en atmósferas húmedas.

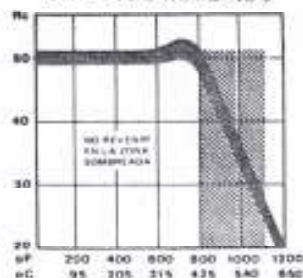
TRATAMIENTO TERMICO:

RECOCIDO: 840-900°C enfriar en el horno a una rata que no exceda de 25°C por hora.

TEMPLE: 1.010-1.035°C enfriar en aceite (10 minutos por pulgada de sección).

REVENIDO: Inmediatamente después del temple. No debe revenirse a temperaturas comprendidas entre 425°C y 595°C. En este intervalo hay una marcada reducción de la tenacidad y la resistencia a la corrosión.

CURVA DE REVENIDO



Temperatura de Revenido		Dureza Rockwell C
°F	°C	
400	205	49
600	315	50
800	425	51
1150	620	23
1200	650	19

Anexo G. Figura 5-UCS-28.2

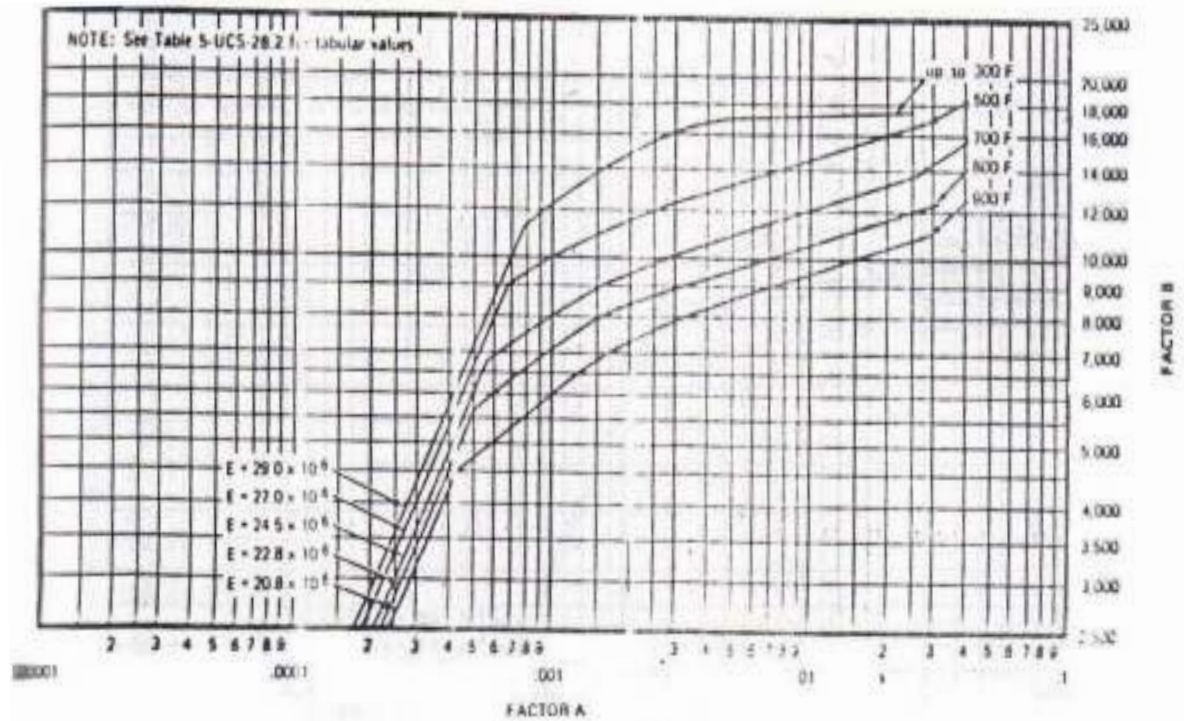
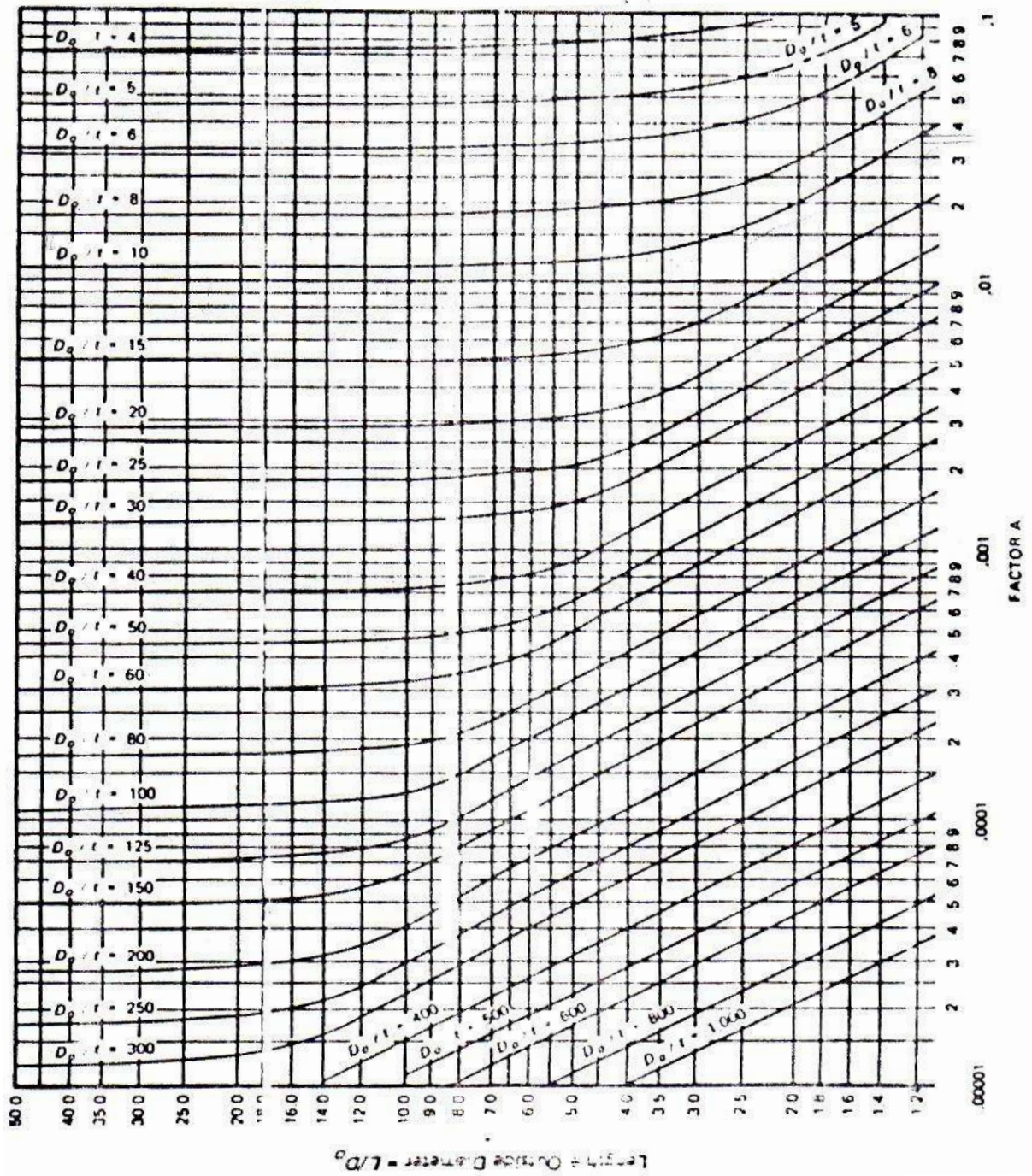
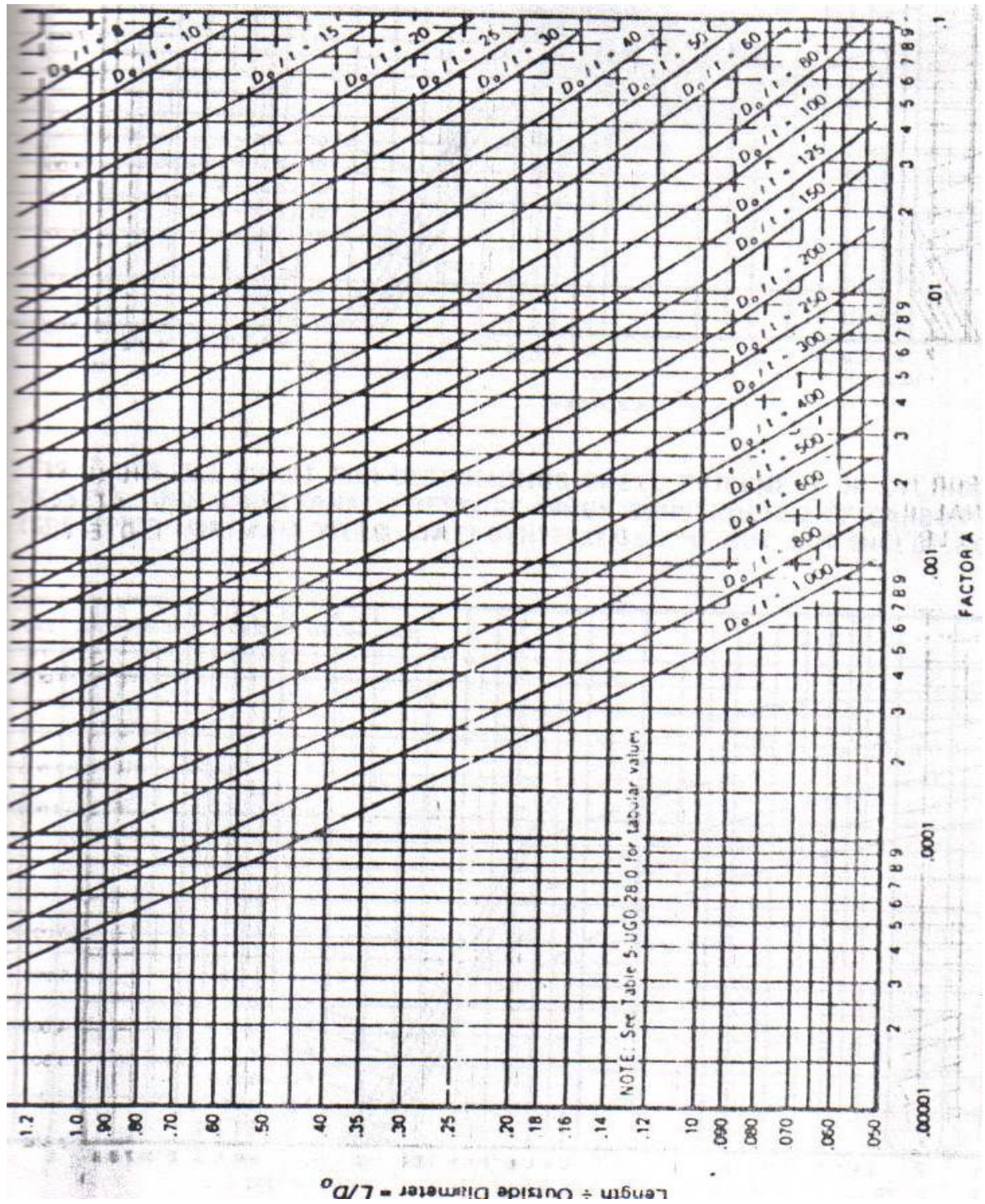


FIG. 5-UCS-28.2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW-ALLOY STEELS (SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 30,000 psi AND OVER EXCEPT FOR MATERIALS WITHIN THIS RANGE WHERE OTHER SPECIFIC CHARTS ARE REFERENCED) AND TYPE 304 AND TYPE 316 STAINLESS STEELS [NOTE (2)]

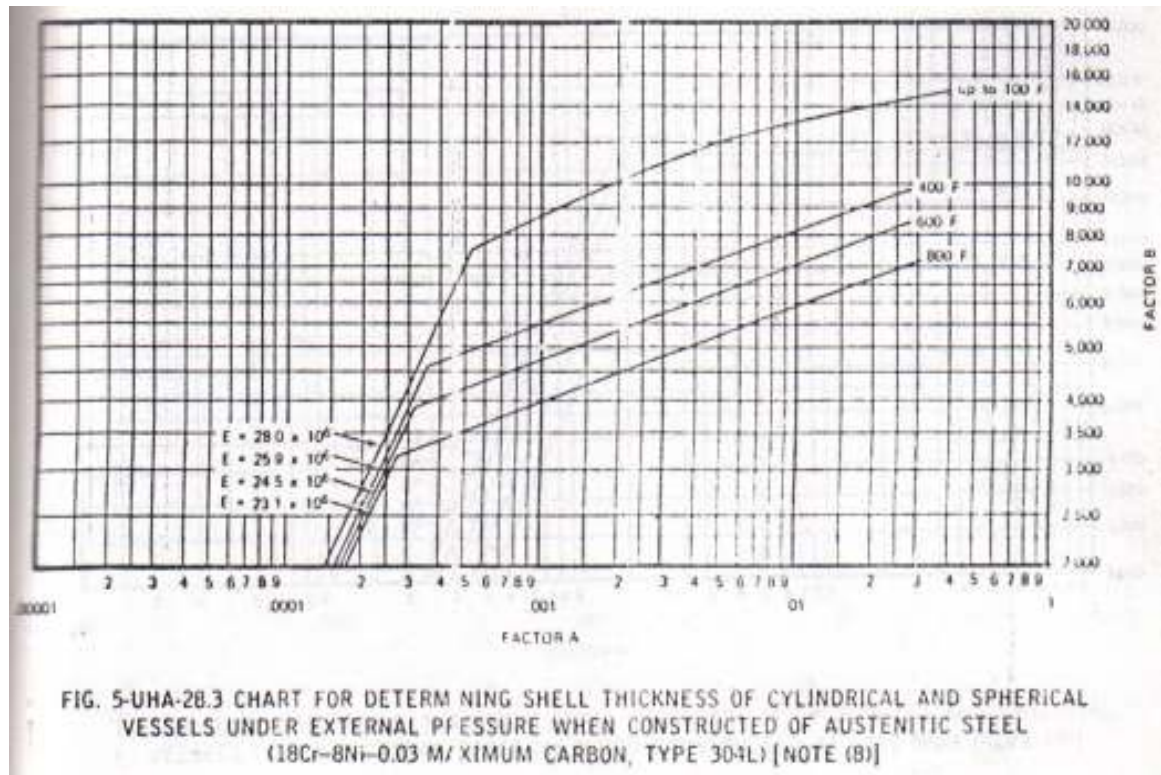
Anexo H. Figura 5-UGO-28.0



Anexo I. Figura 5-UGO-28.0, Cont



Anexo J. Figura 5-UHA -28.3



Anexo K. Datos técnicos del Motor del Molino Atritor

	No.:
	Date: 2/25/2007

DATA SHEET

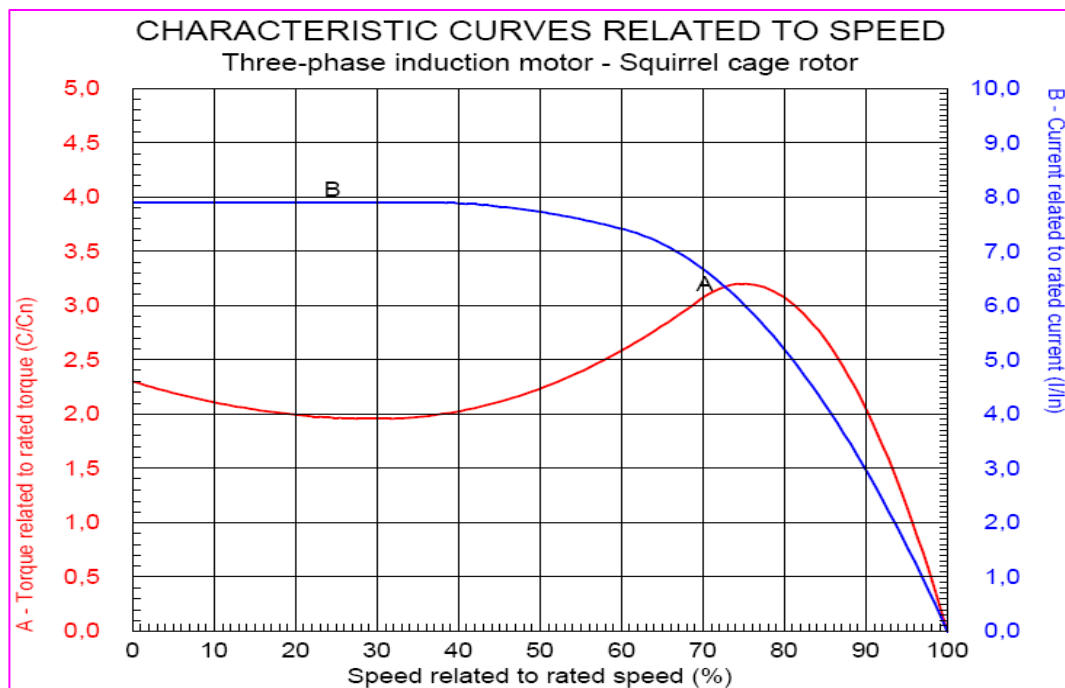
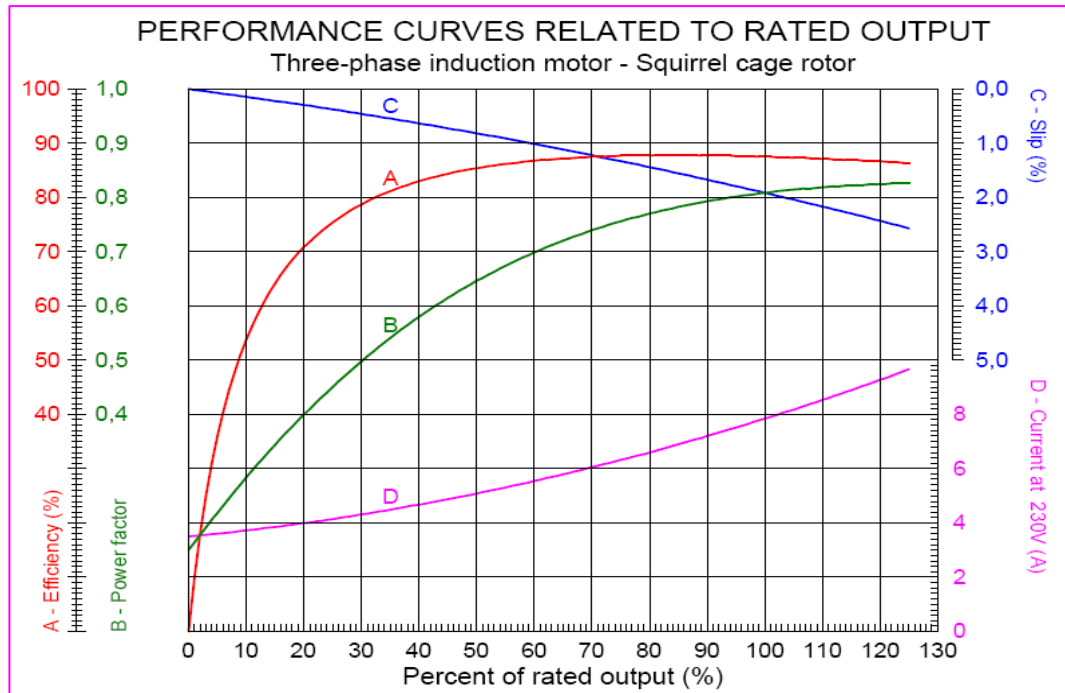
Three-phase induction motor - Squirrel cage rotor

Customer	:
Product line	: Three-Phase Motors - TEFC (IP55) - Ball Bearings

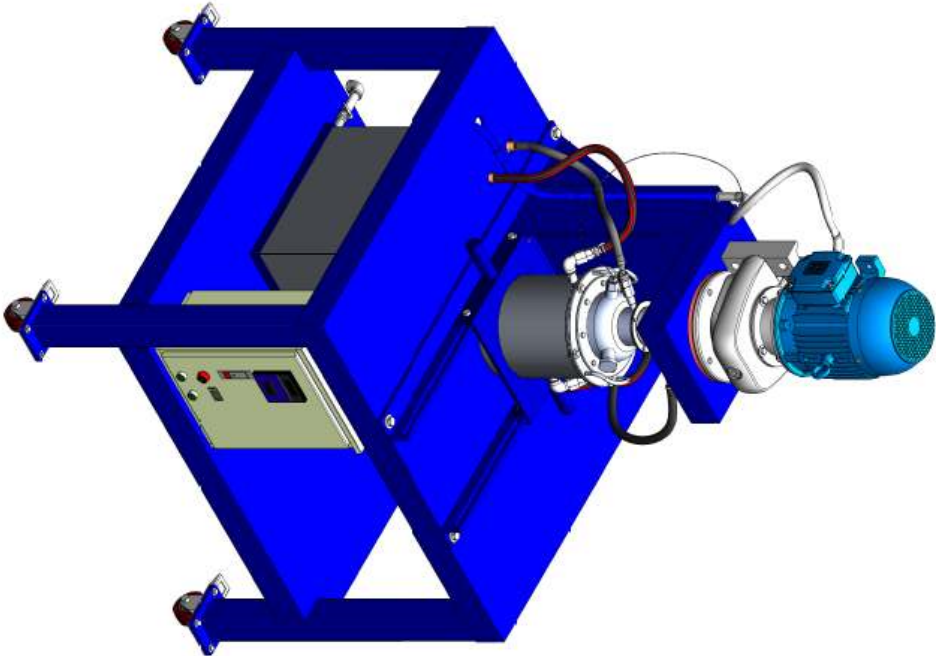
Frame	: 182T
Output	: 3 HP
Frequency	: 60 Hz
Poles	: 4
Full load speed	: 1765
Slip	: 1.94 %
Voltage	: 208-230/460 V
Full load current	: 8.63-7.80/3.90 A
Locked rotor current	: 61.6/30.8 A
Locked rotor current (I _L /I _n)	: 7.9
No-load current	: 3.50/1.75 A
Full load torque	: 8.81 lb.ft
Locked rotor torque	: 230 %
Breakdown torque	: 320 %
Design	: B
Insulation class	: F
Temperature rise	: 80 K
Locked rotor time	: 31 s (hot)
Service factor	: 1.25
Duty cycle	: S1
Ambient temperature	: 40
Altitude	: 1000 m
Degree of Protection	: IP55
Approximate weight	: 85 lb
Moment of inertia	: 0.31774 sq.ft.lb
Noise level	: 56 dB(A)


	D.E.	N.D.E.	Load	Power factor	Efficiency (%)
Bearings	6307 ZZ	6206 ZZ	100%	0.81	87.5
Regreasing interval	---	---	75%	0.75	87.5
Grease amount	---	---	50%	0.65	85.5

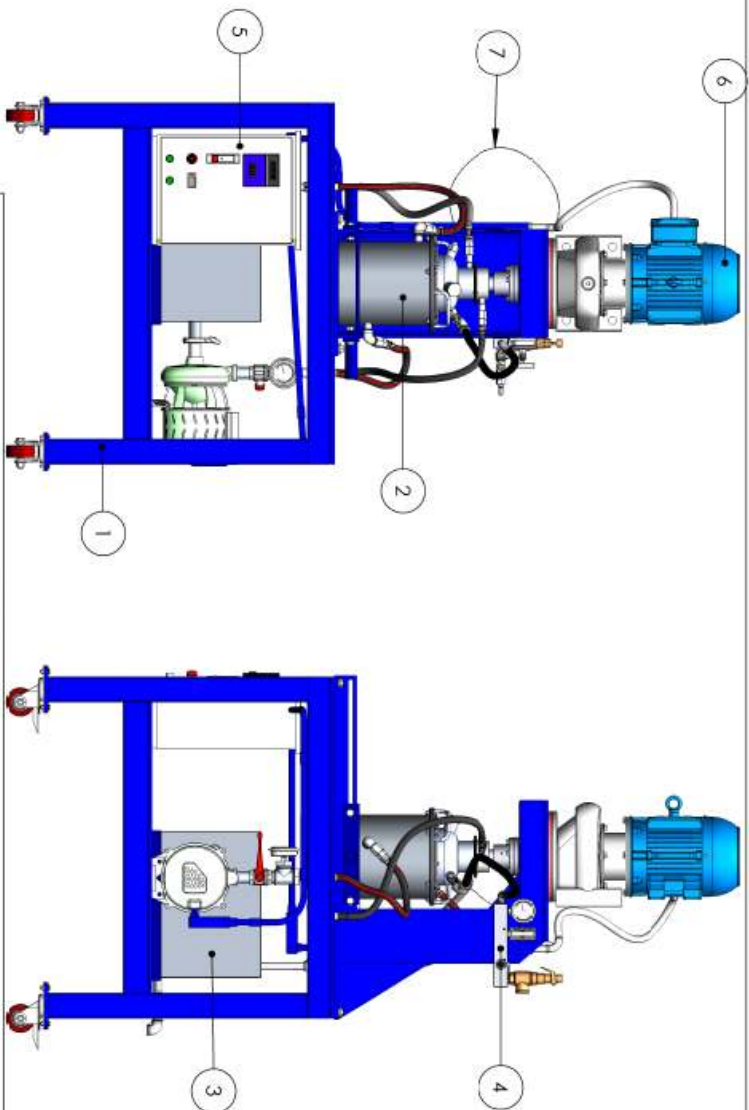
Anexo L. Datos técnicos del Motor del Molino Atritor. Cont



Anexo M. Planos del Molino Atritor



REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DIBUJADO POR: JESSICA REINTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0100-0000-00-0-0		MATERIAL: -----	CREADO: 28/01/2007	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 06/03/2007
				MOLINO ATRITOR			
Molino atritor				ESCALA: 1:1	FECHA: 4/10/09		



Lista de subsistemas

Nº DE ELEMENTO	Descripción	PartNo	CANT.
1	Sistema estructural	0102-0000-00-0-0	1
2	Sistema de molienda	0103-0000-00-0-0	1
3	Sistema Hidraulico de refrigeracion	0104-0000-00-0-0	1
4	Sistema de regulacion presion de proceso	0105-0000-00-0-0	1
5	Sistema Electrico	0106-0000-00-0-0	1
6	Sistema de potencia	0107-0000-00-0-0	1
7	Transductor de temperatura termocupla tipo J	Comercial	1

REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: JEFERSON ALBERTO DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0100-0000-00-0-0	MATERIAL: —	CREADO: 23/01/2007	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 06/03/2007
--	--	--------------------------------------	----------------	-----------------------	-----------------	---------------------------

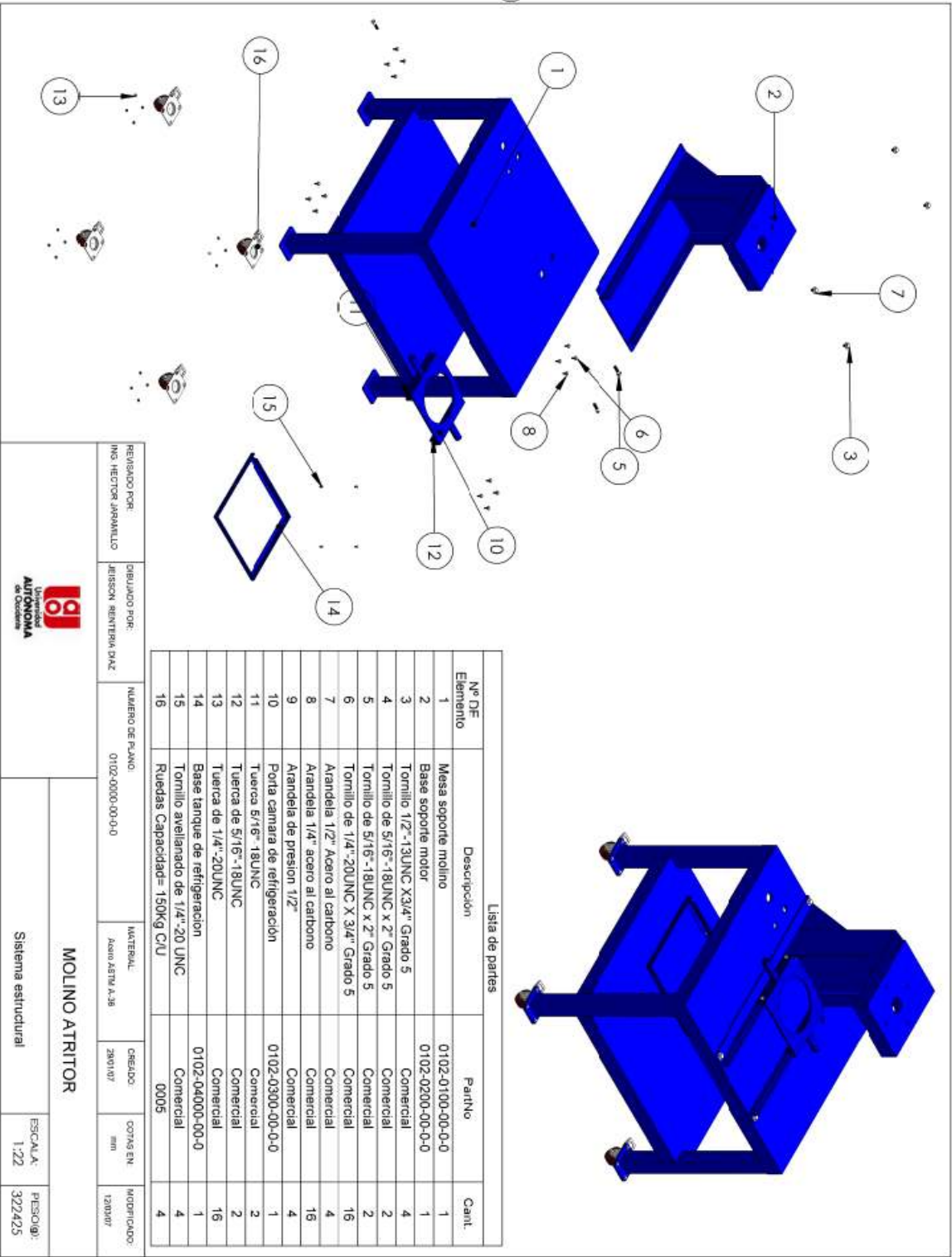
MOLINO ATRITOR

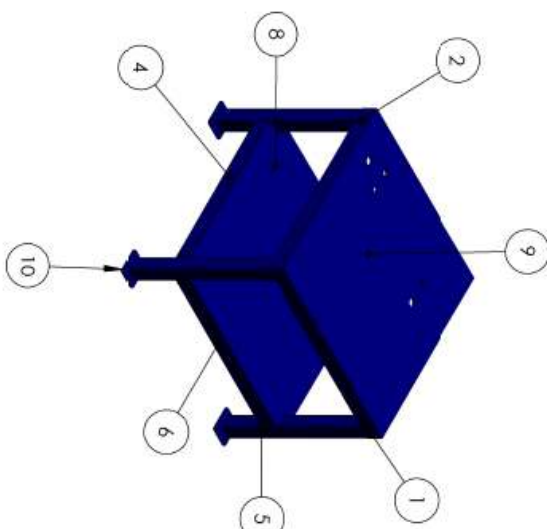
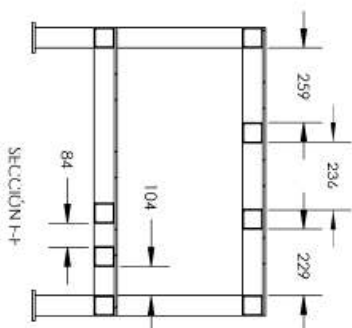
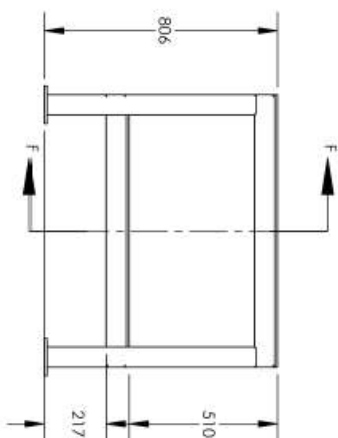
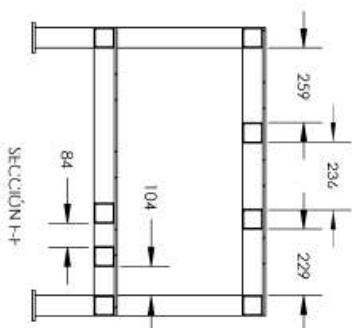
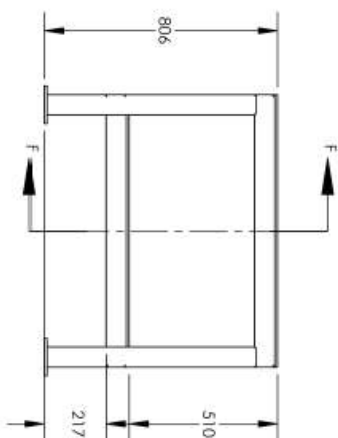



Molino atritor

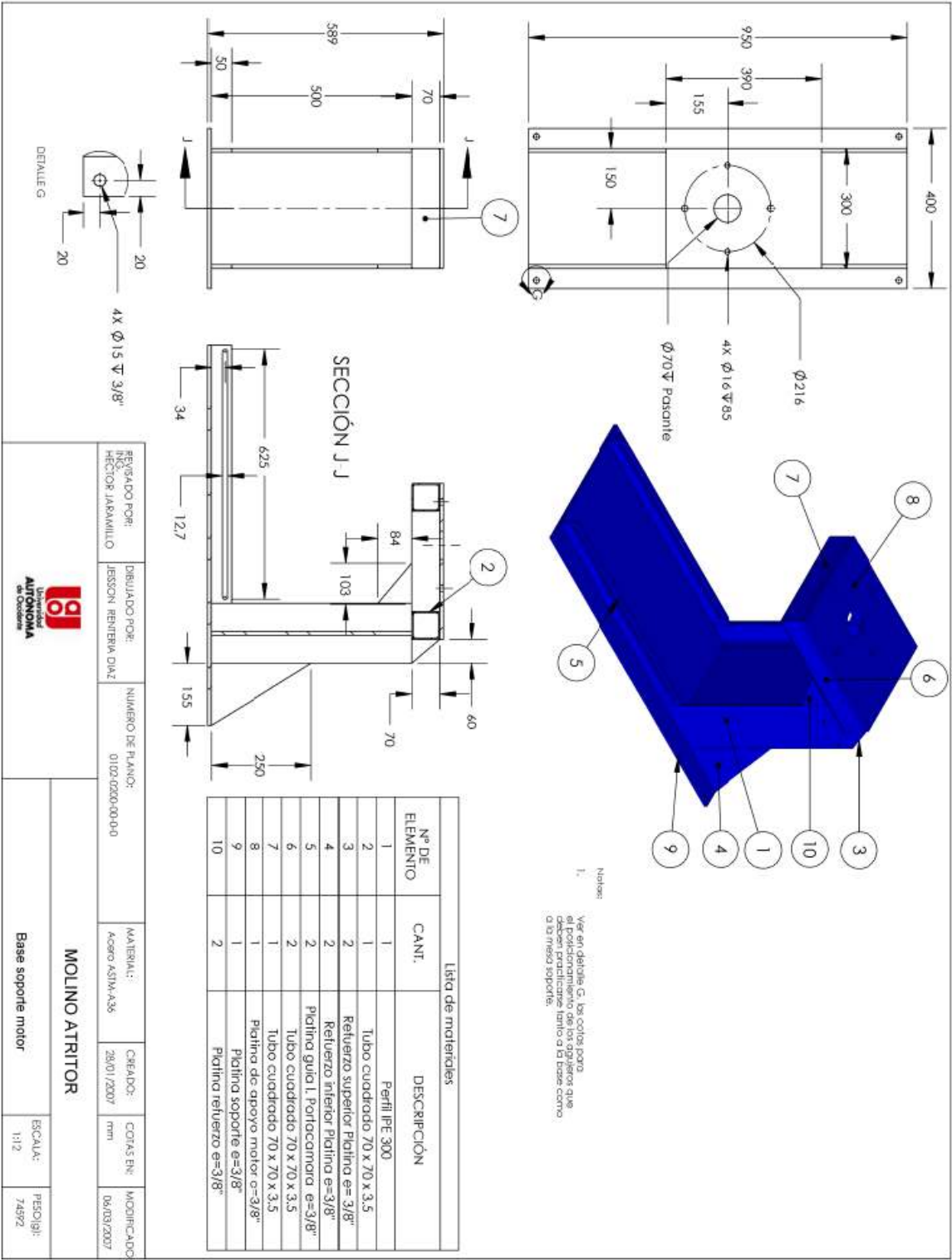
ESCALA:
1:16

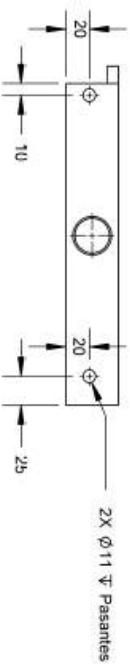
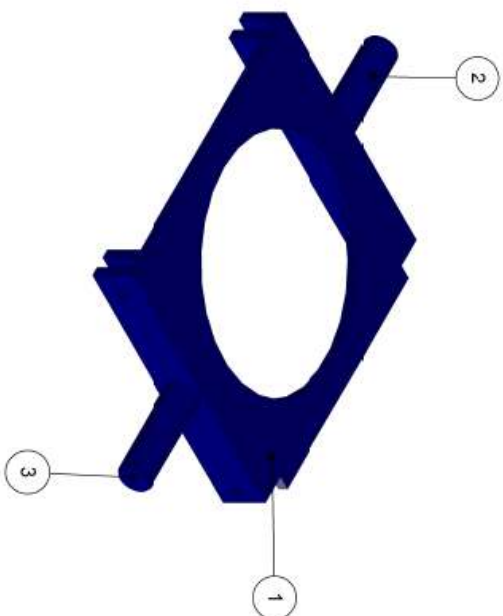
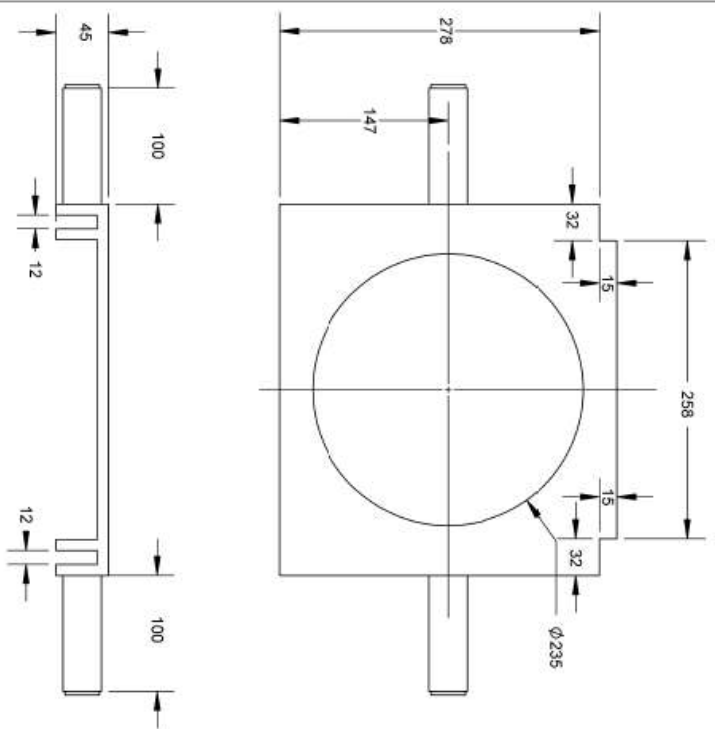
PESO (g):
415039






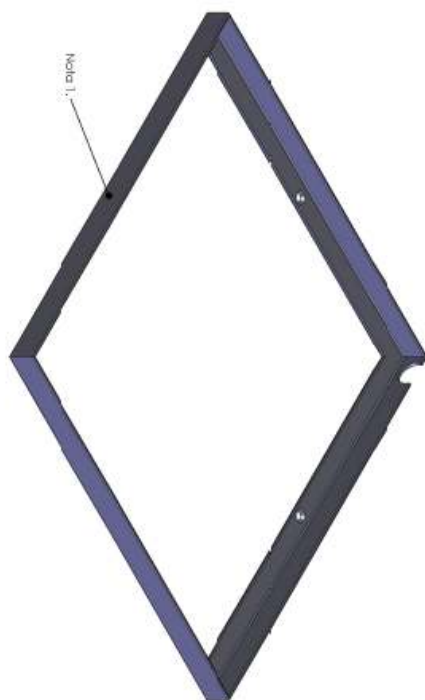
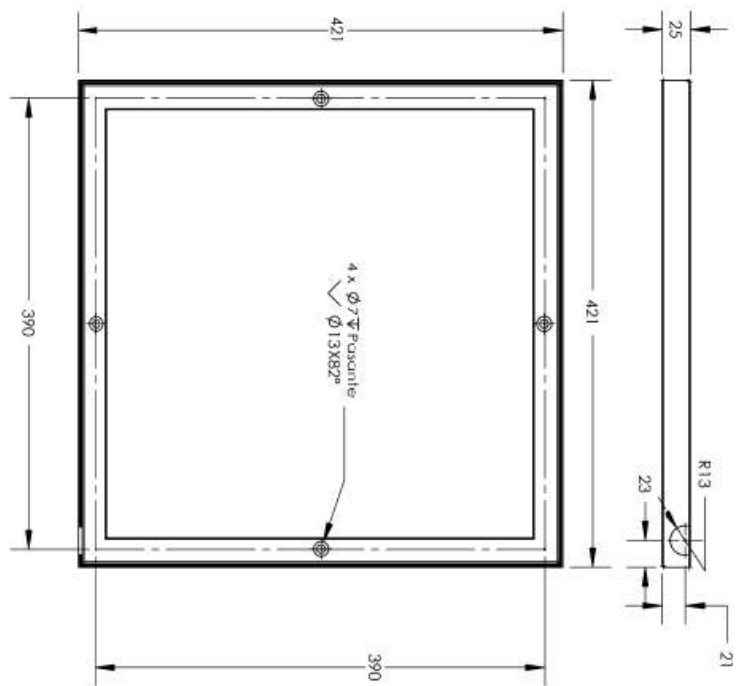
REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DESIGNADO POR: JESSISON RENTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO 0102-0100-00-0-0		MATERIAL: ACERO ASTM A36	CREADO: 28/01/2007	COTADO EN: mm	MODIFICADO: 06/01/2007
 <p>UNIVERSIDAD AUTÓNOMA de Occidente</p>				<p align="center">MOLINO ATRITOR</p>			
Mesa soporte molino				ESCALA: 1:20	P.LISO (Ø): 237700		





Lista de materiales		
Nº DE ELEMENTO	CANT.	DESCRIPCIÓN
1	1	Cuerpo portacamara laminado e= 5/16"
2	2	Tubo 1" Sch 40
3	2	Tapa extremo laminado 1/8"

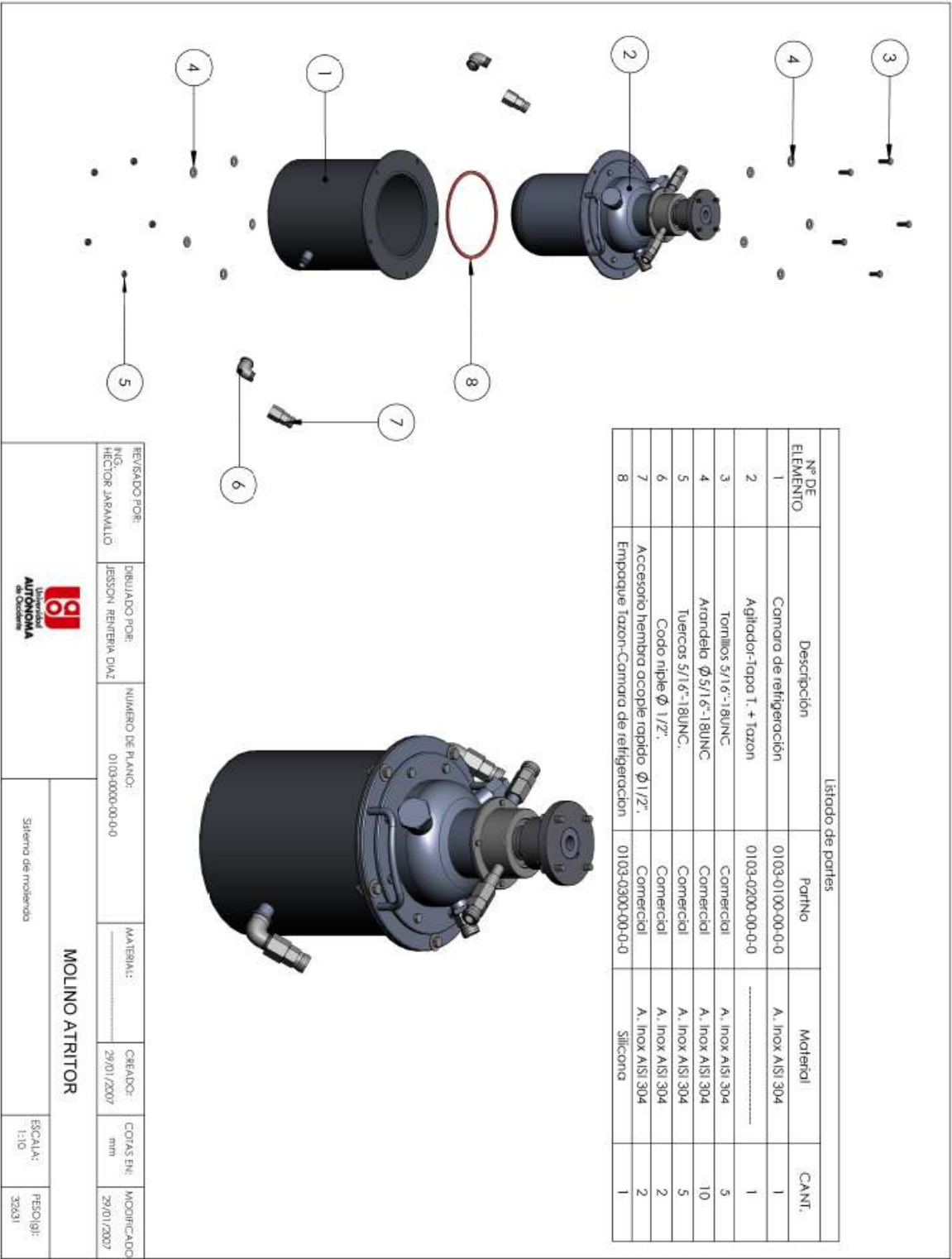
REVISADO POR: Nº HECTOR JARAMILLO	DIBUJADO POR: JESSON RENTERIA D	NUMERO DE PLANO: 0102-0300-00-0-0	MATERIAL: Acero ASTM-A36	CREADO: 28/01/2007	COTAS EN mm	MODIFICADO: 05/03/2007
			MOLINO ATRITOR			
			Porta camara de refrigeración			
			ESCALA: 1:5	PESQUIL: 7197		

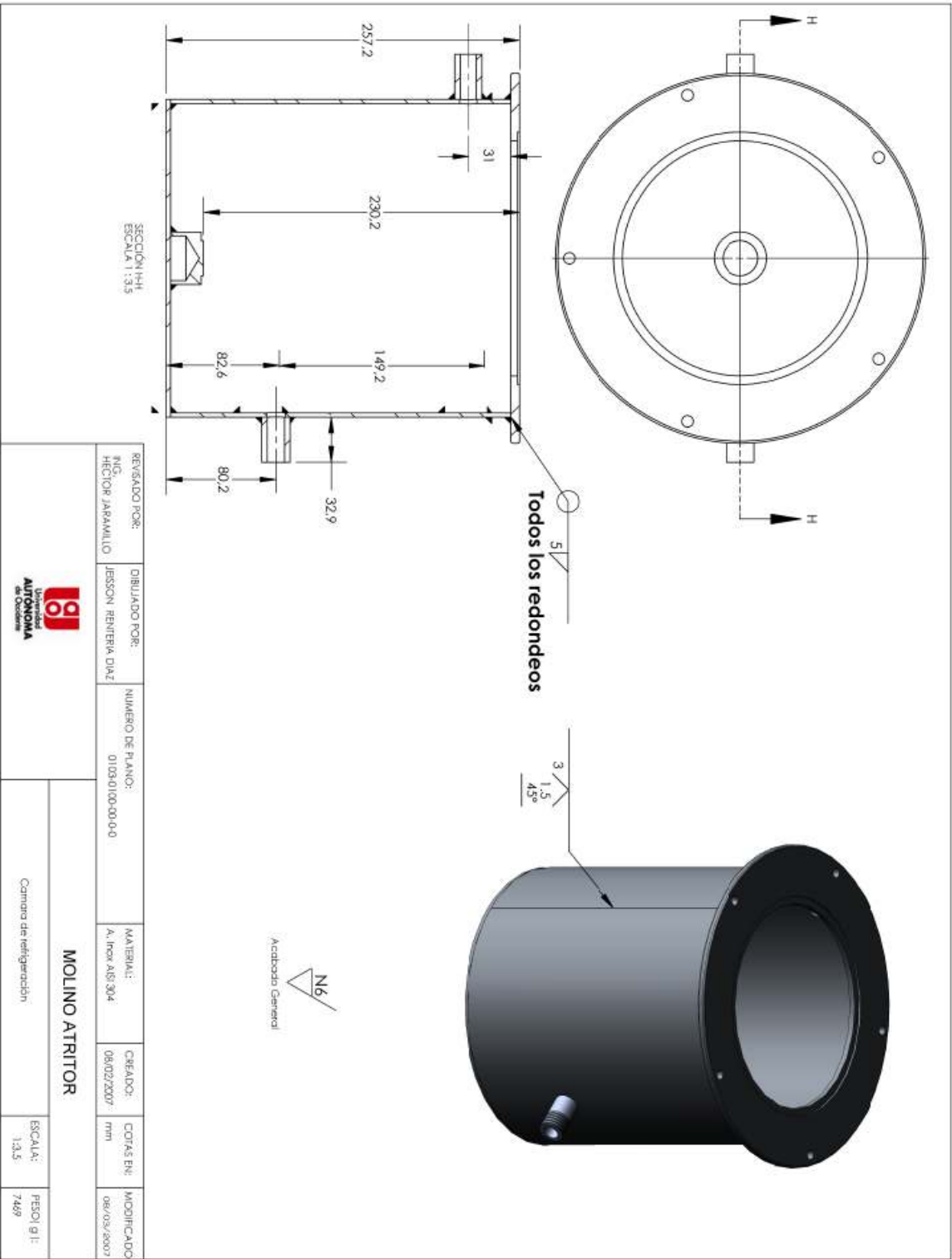


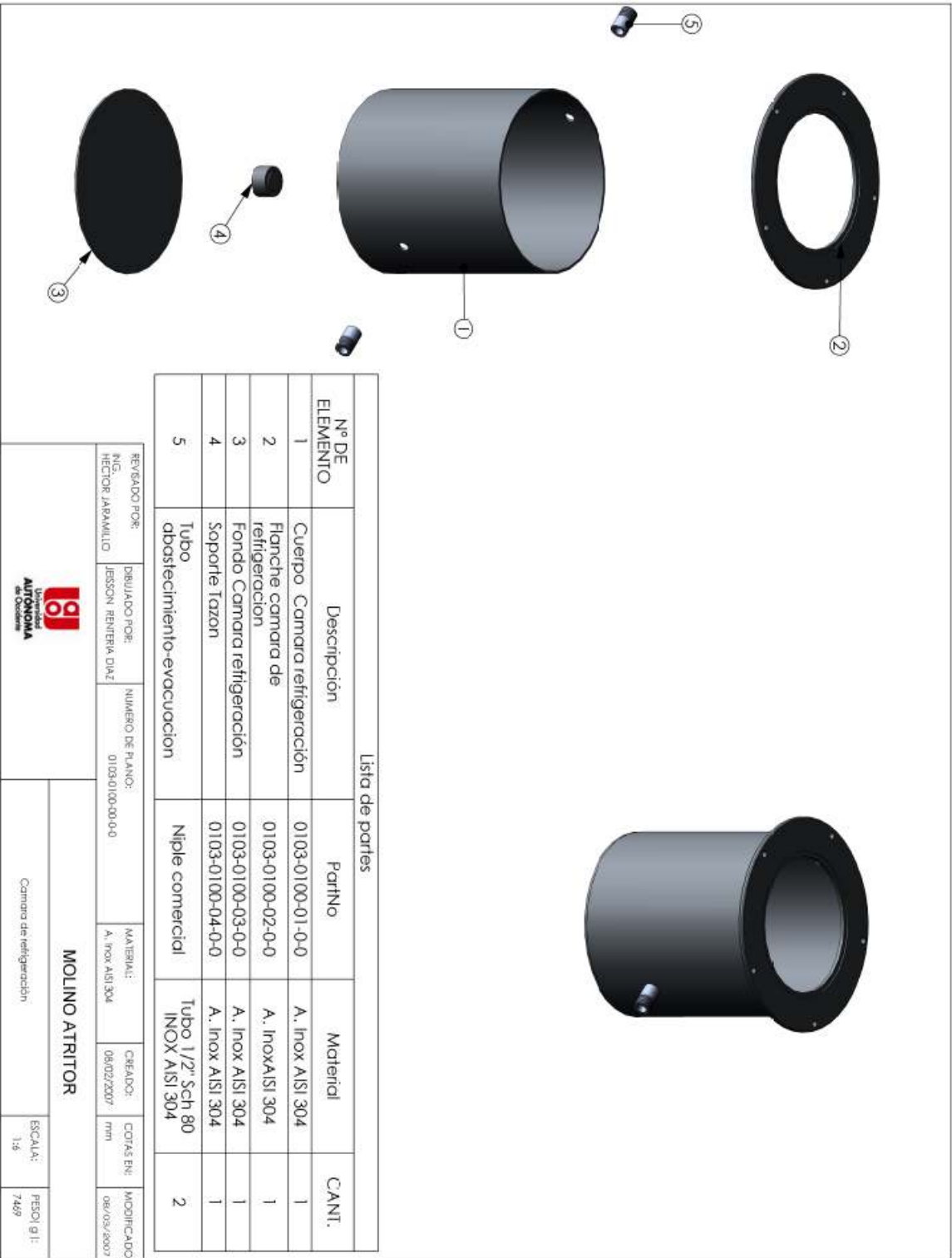
NOTA:

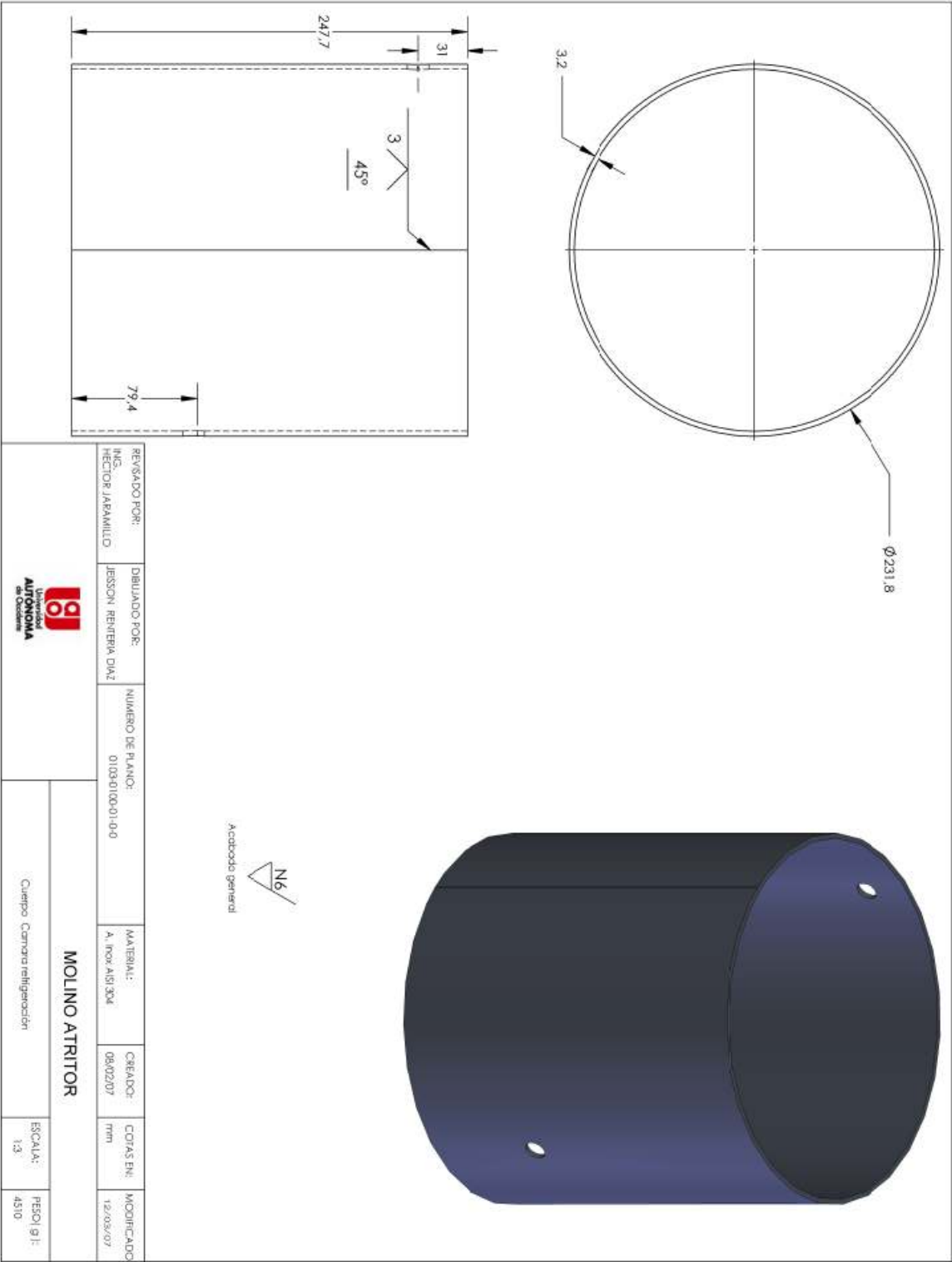
1. Construcción en ángulo de 1/8" x 1"

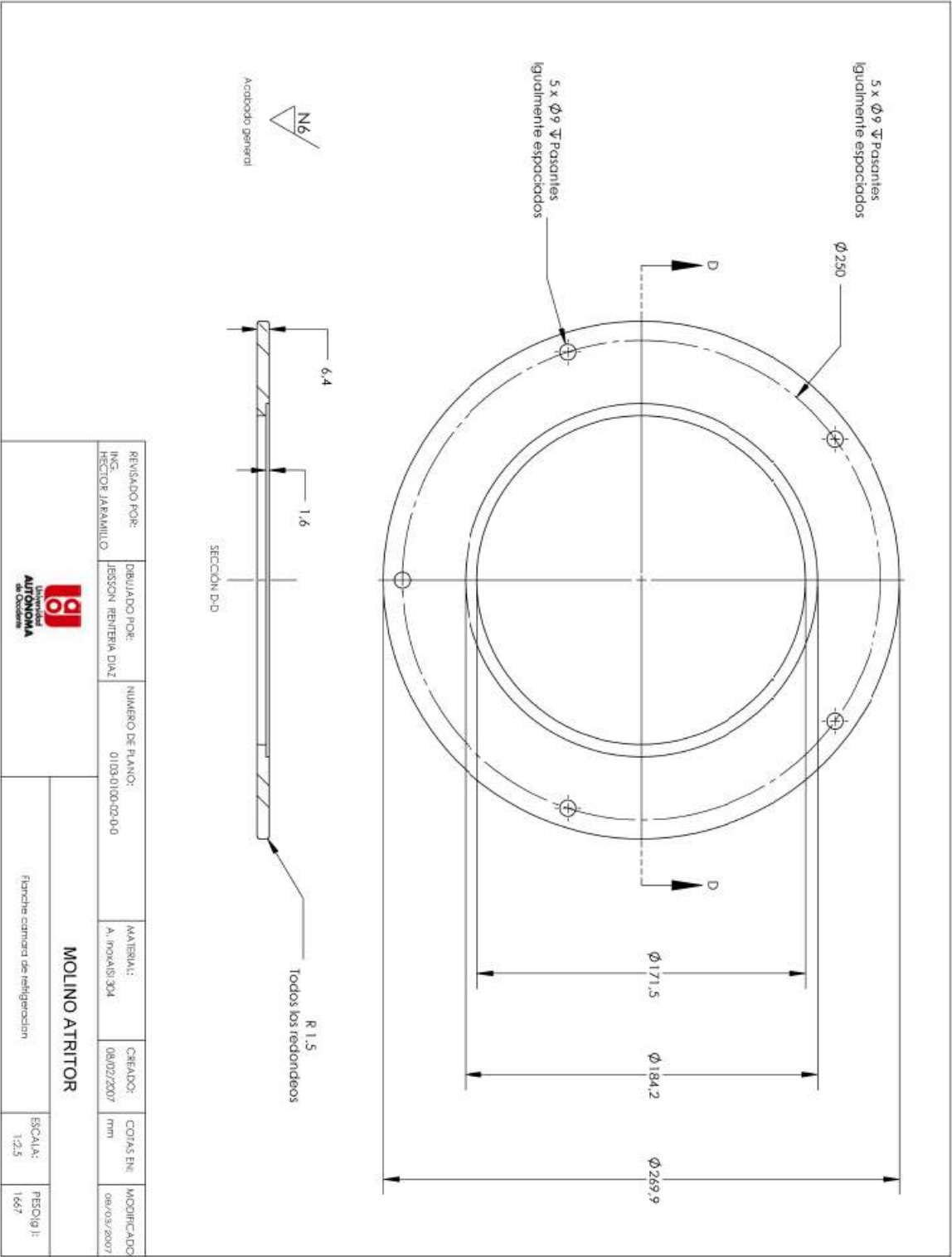
REVISADO POR: N.O. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0102-0400-00-0	MATERIAL: Acero ASTM A-36	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 07/02/2006
UNIVERSIDAD AUTONOMA de Occidente			MOLINO ATRITOR			
			Base torque de refrigeración		ESCALA: 1:5	PESO(g): 4.2205

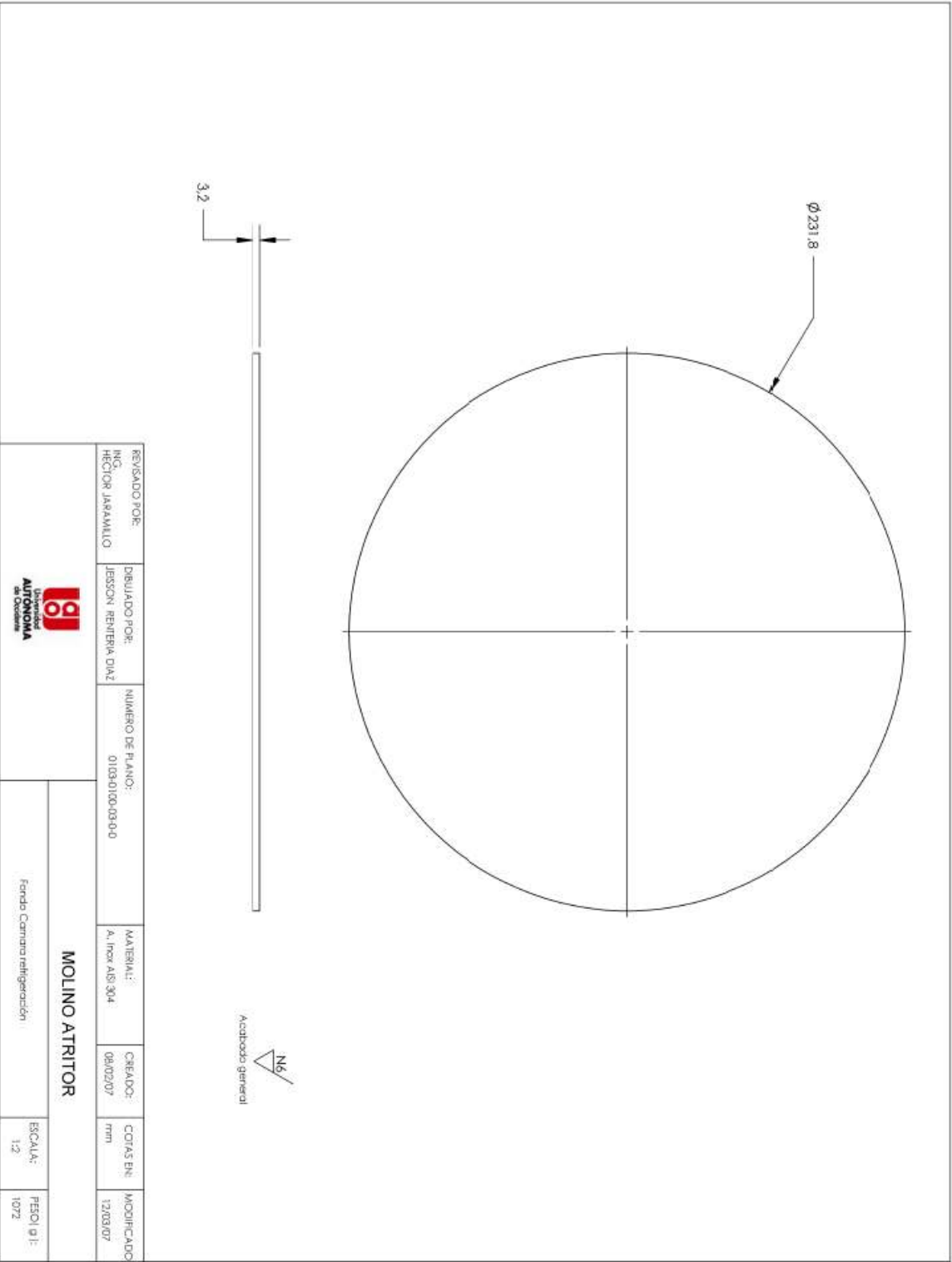


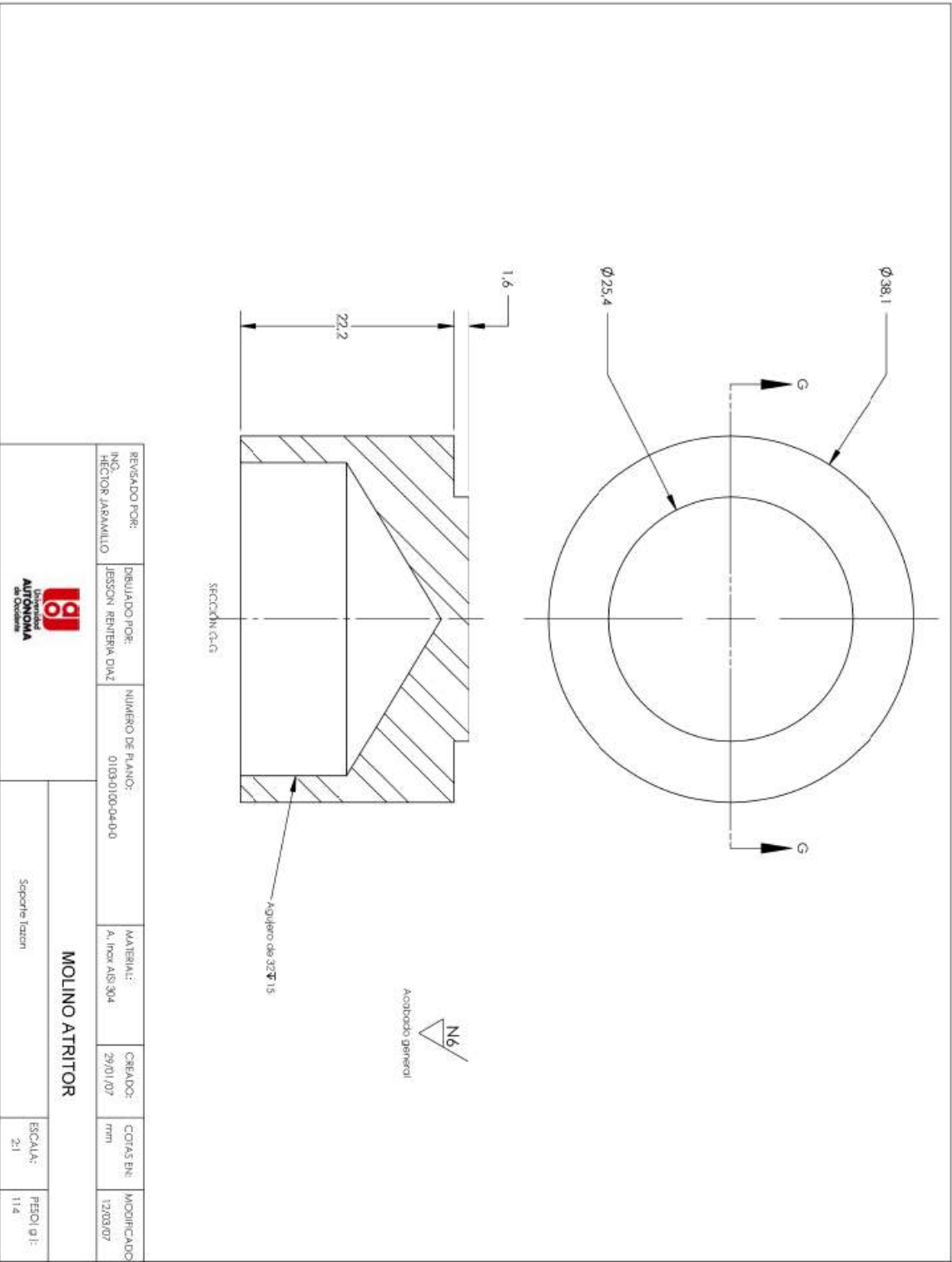




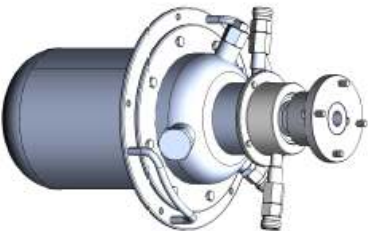
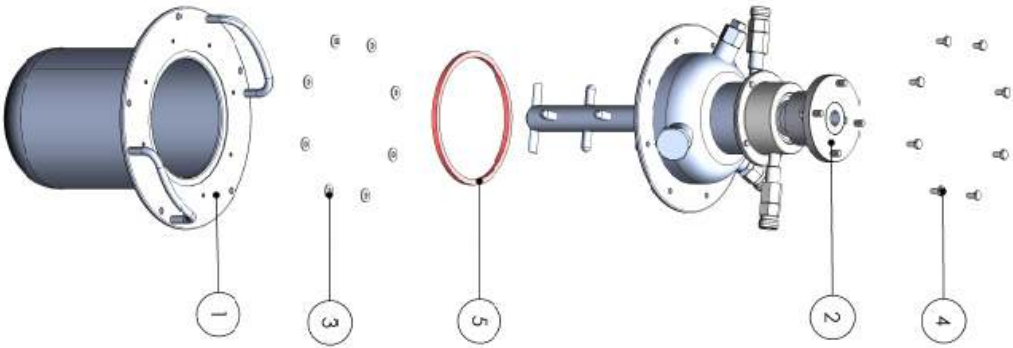





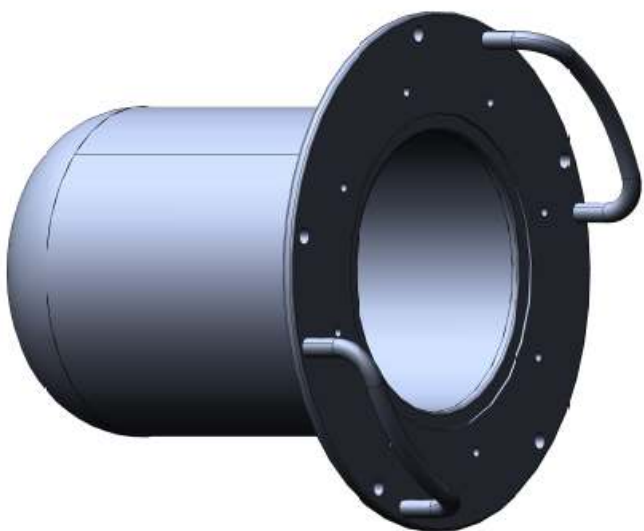
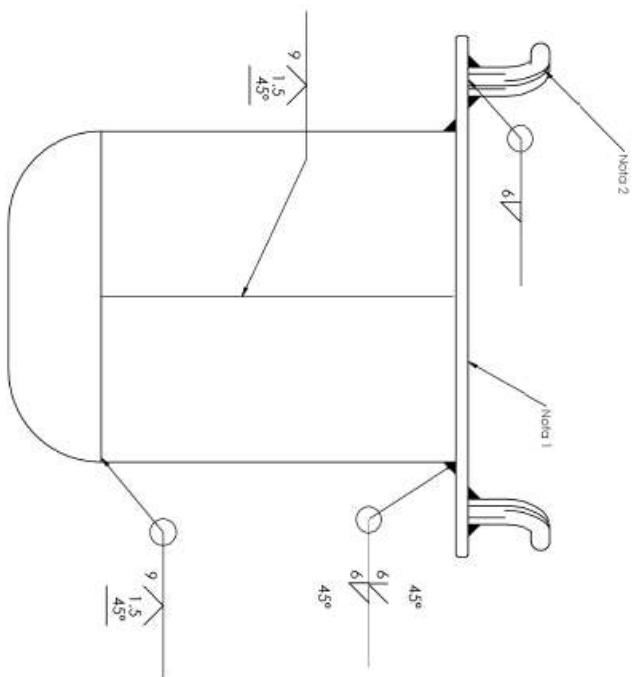




Nº DE ELEMENTO	Descripción	Part No	Material	CANT.
1	Tazon de molineta	0103-0200-01-0-0	A. Inox AISI 420	1
2	Agitador + Tapa torisférica	0103-0200-02-0-0	1
3	Arandela ϕ 1/4"	Comercial	A. Inox AISI 304	8
4	Tornillos 1/4"-20UNC	Comercial	A. Inox AISI 304	8
5	Empaque tapa torisférica-tazon	0103-0200-03-0-0	Silicona	1



REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DEBUTADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NÚMERO DE PLANO: 0103-0200-00-0-0	MATERIAL:	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 08/03/07
			MOLINO ATRITOR			
			Agitador-tapa 1. + tazon		ESCALA: 1/7	FECHA: 25/08




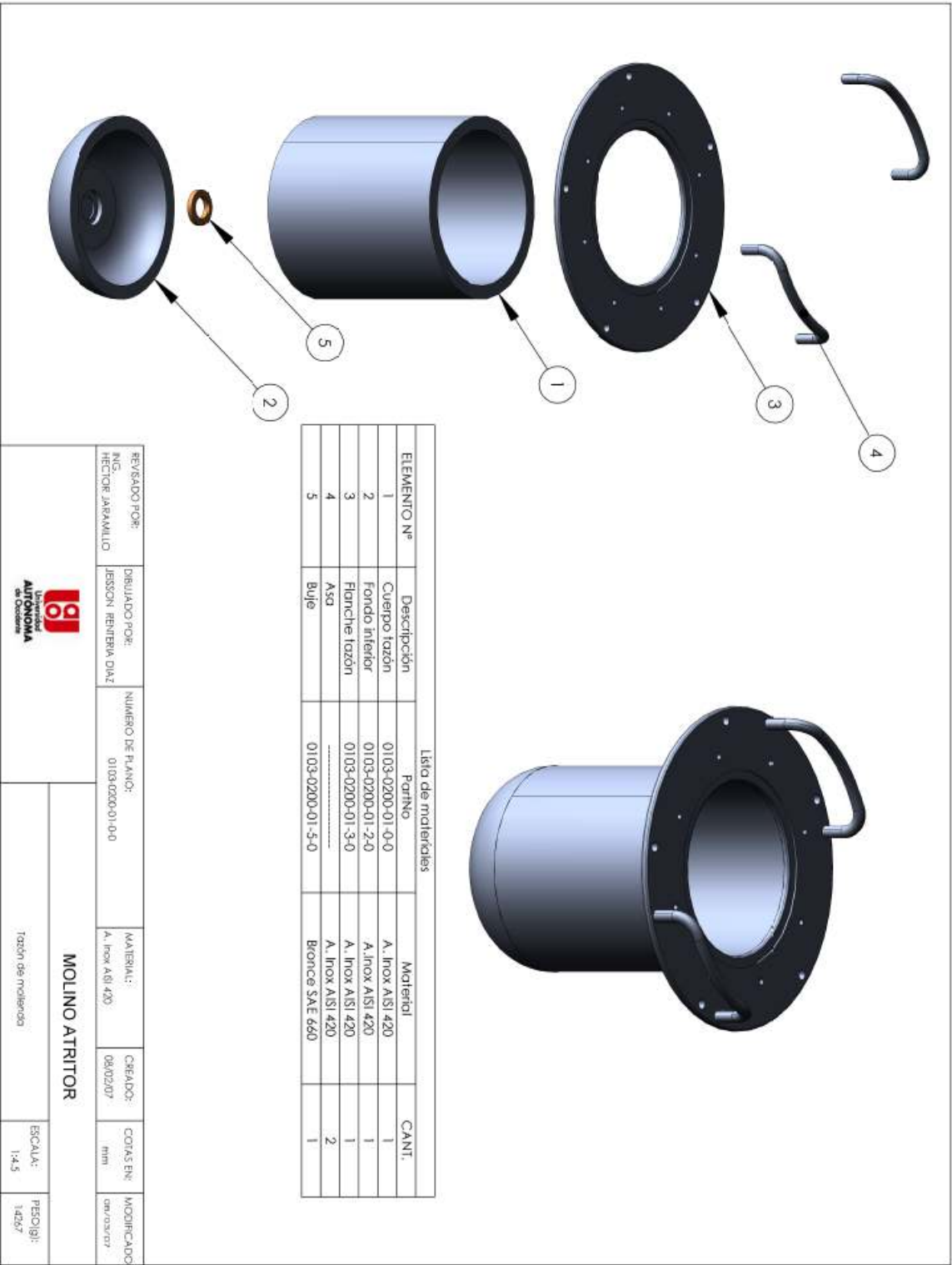
Nota:

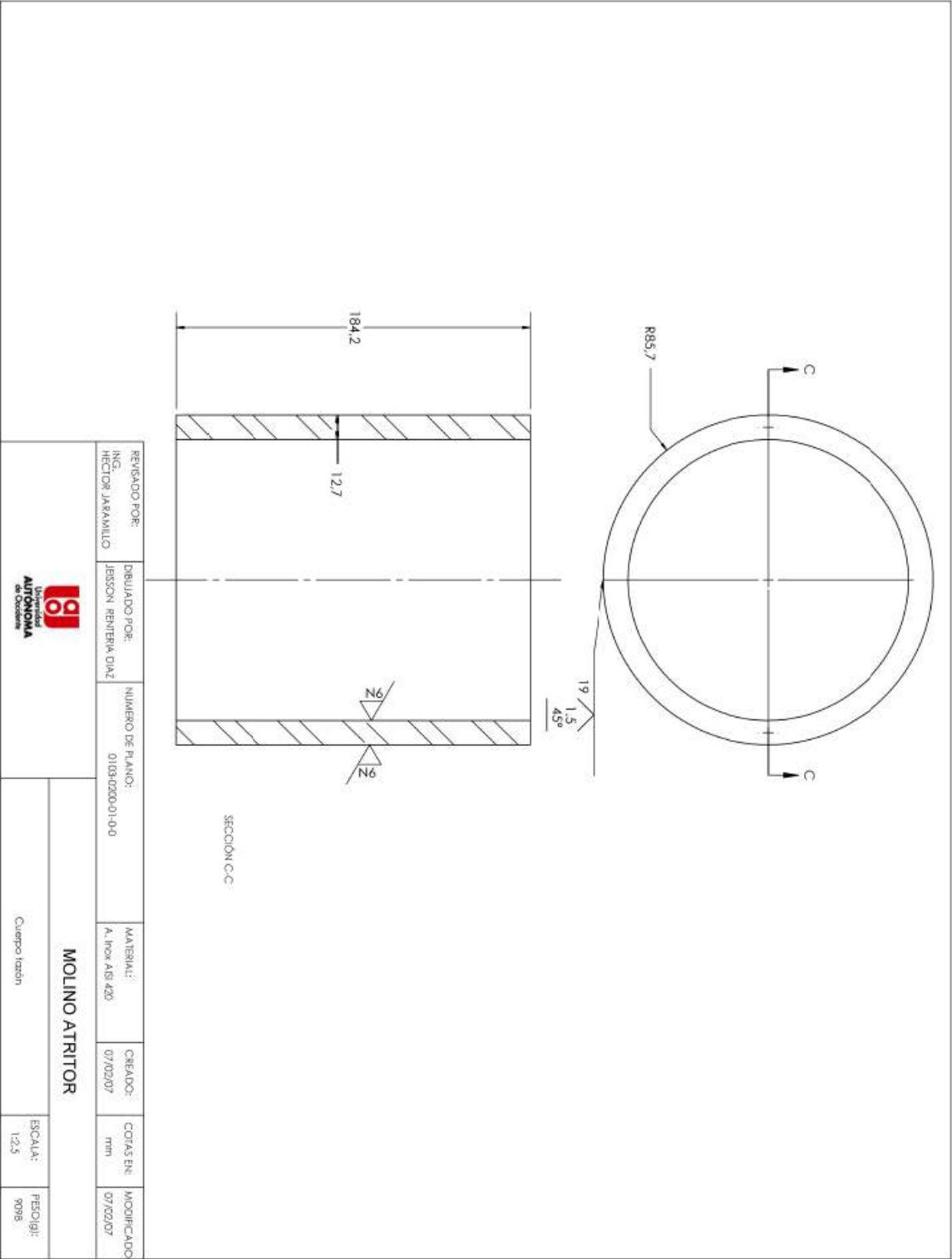
1. BONIFICAR
DUREZA FINAL 50 HRC

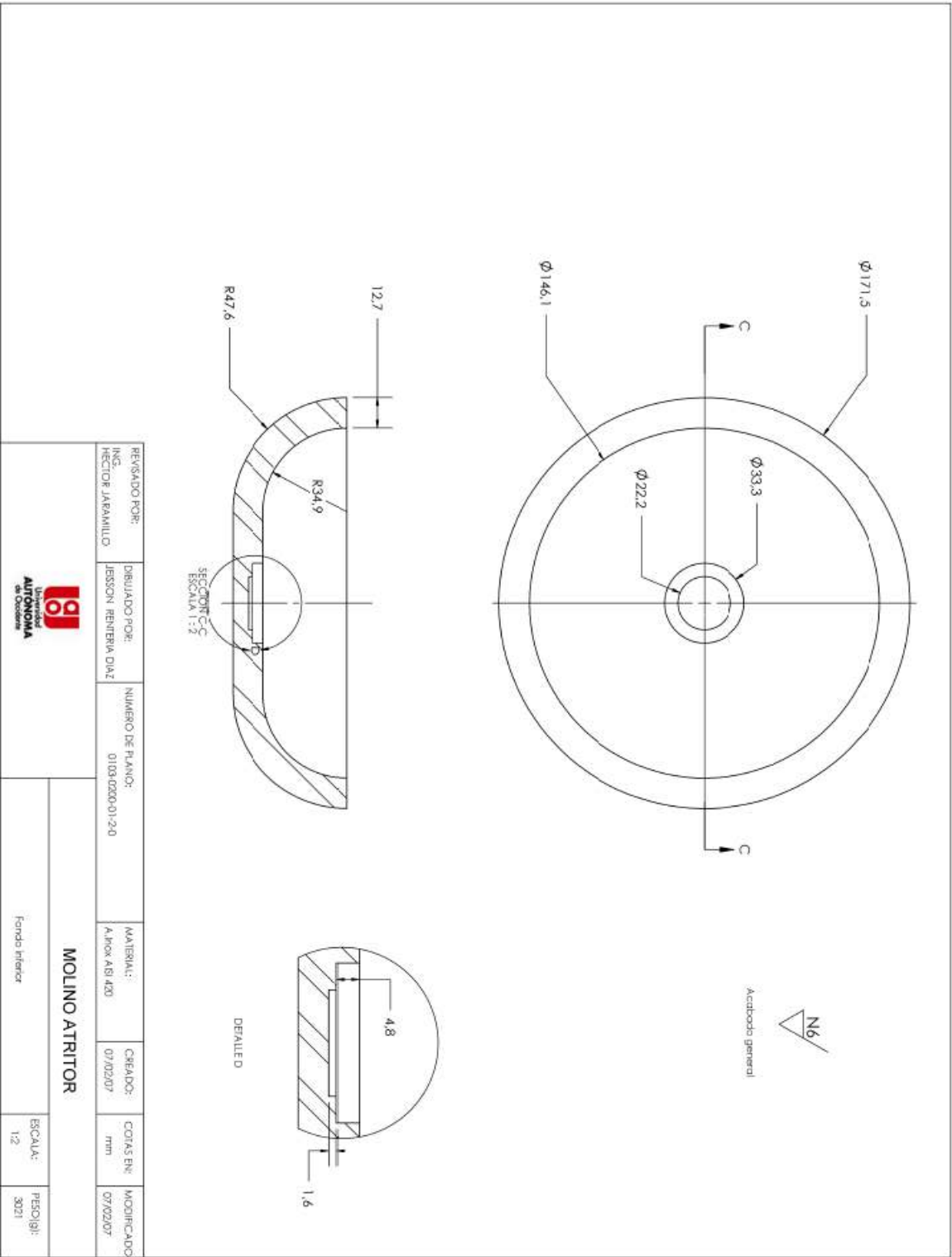
2. Construir Las asas con barras de ϕ 3/8"

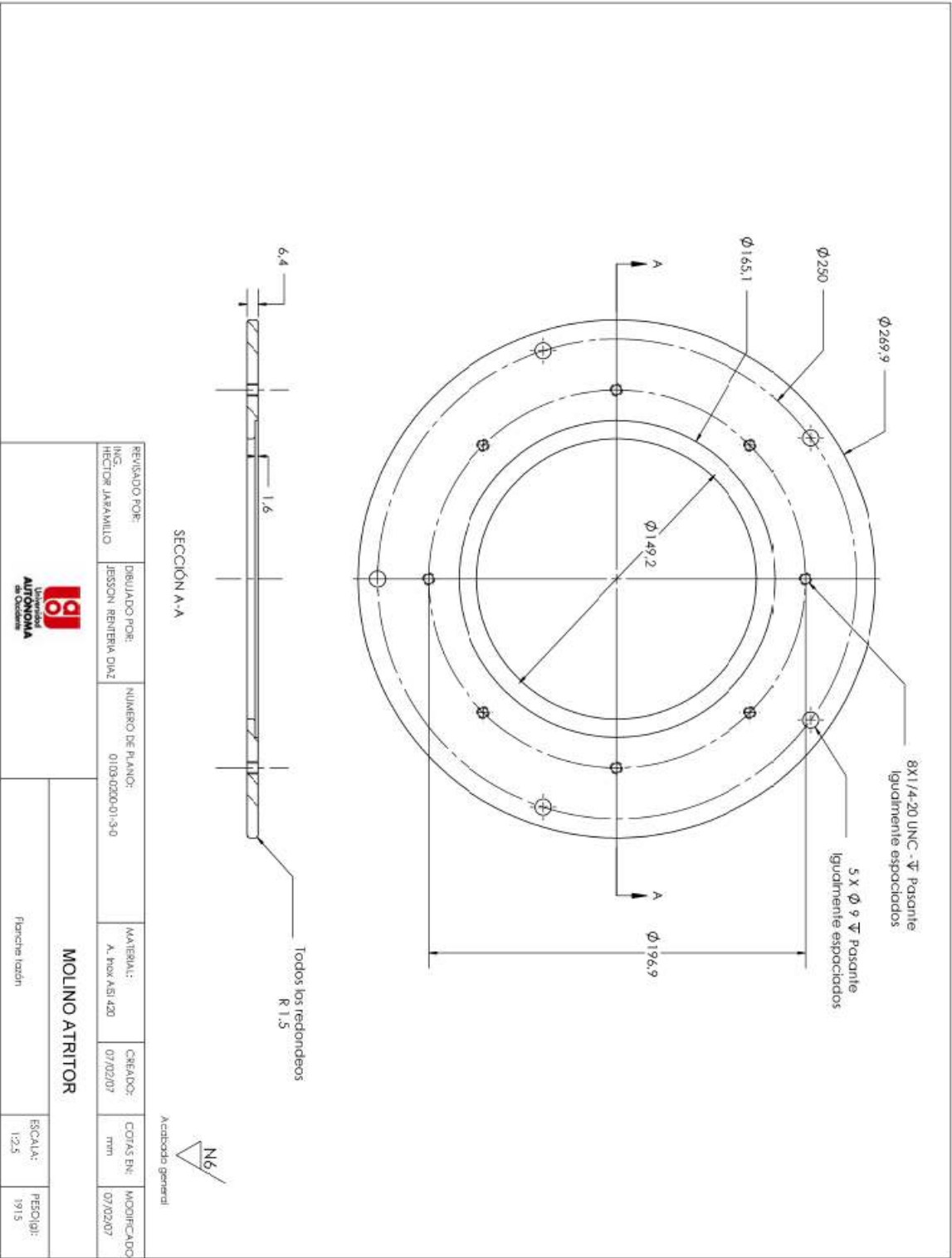


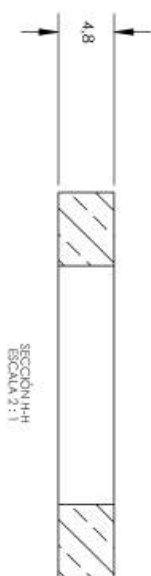
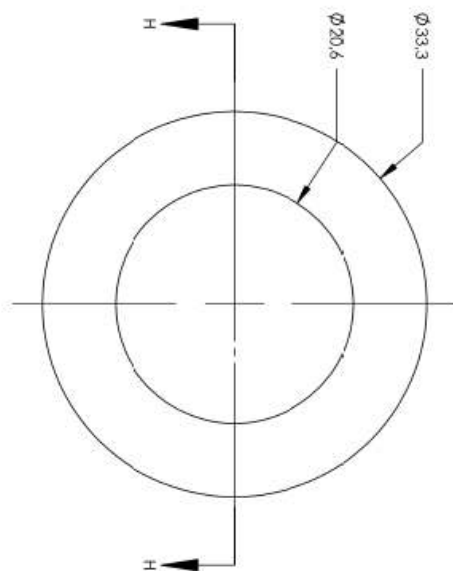
REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DIBUJADO POR: JESSON REINTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0103-0230-01-0-0	MATERIAL: A. Inox AISI 420	CREADO: 07/02/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 07/02/07
			MOLINO ATRITOR			
			Título de molenda			
			ESCALA: 1:3	PROJIBI: 14267		













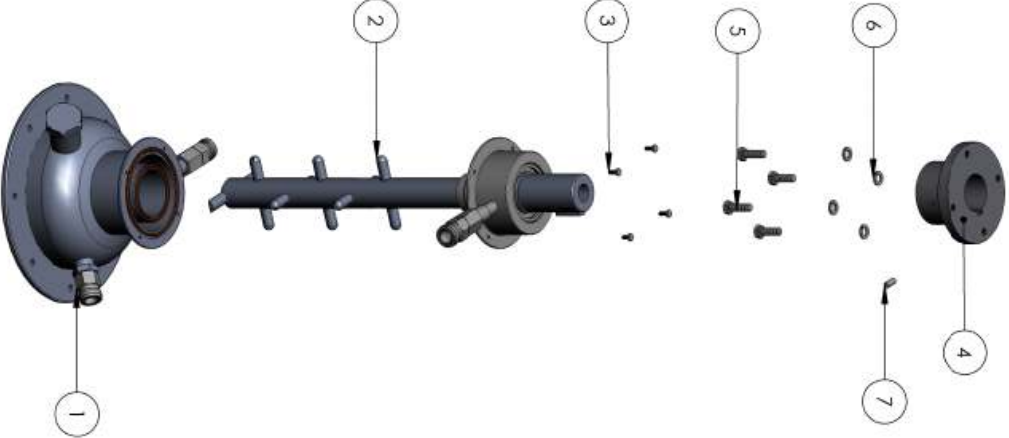
SECCIÓN HH
ESCALA 2:1

CONTINUA : 4

MOLINO ATRITOR

REVISADO POR: Nº HECTOR JARAMILLO	DIBUJADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0109-0200-01-5-0	MATERIAL: Bronce SAE 660	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 07/02/2006
<div><div>Universidad AUTÓNOMA de Occidente</div></div>						
MOLINO ATRITOR						
Buje						
					ESCALA: 2:1	FECHA(g): 22

Lista de partes				
Nº DE ELEMENTO	Descripción	Partido	Material	CANT.
1	Tapu tornillería	0103-0200-02-1-0	A. Inox AISI 304	1
2	Agitador	0103-0200-02-2-0	-----	1
3	Tornillos 10-24UNC	Comercial	A. Inox AISI 304	4
4	Acople eje agitador	0103-0200-02-3-0	A. AISI 1040	1
5	Tornillos 5/16-18UNC A. INOX AISI 304	Comercial	A. Inox AISI 304	4
6	Arandela de presión 5/16"	Comercial	A. Inox AISI 304	4
7	Tornillo prisionero 1/4-20UNC	Comercial	A. Inox AISI 304	1



REVISADO POR:
ING.
HECTOR JARAMILLO

DISEÑADO POR:
JESSON RENTERIA DIAZ


NÚMERO DE PLANO:
0103-0200-02-0-0

MATERIAL:

CREADO:
29/01/07

COTAS EN:
mm

MODIFICADO:
11/03/07



Universidad
AUTÓNOMA
de Occidente

MOLINO ATRITOR

Agitador + Tapo tornillería

ESCALA:
1:1

PROJ.º:
110792



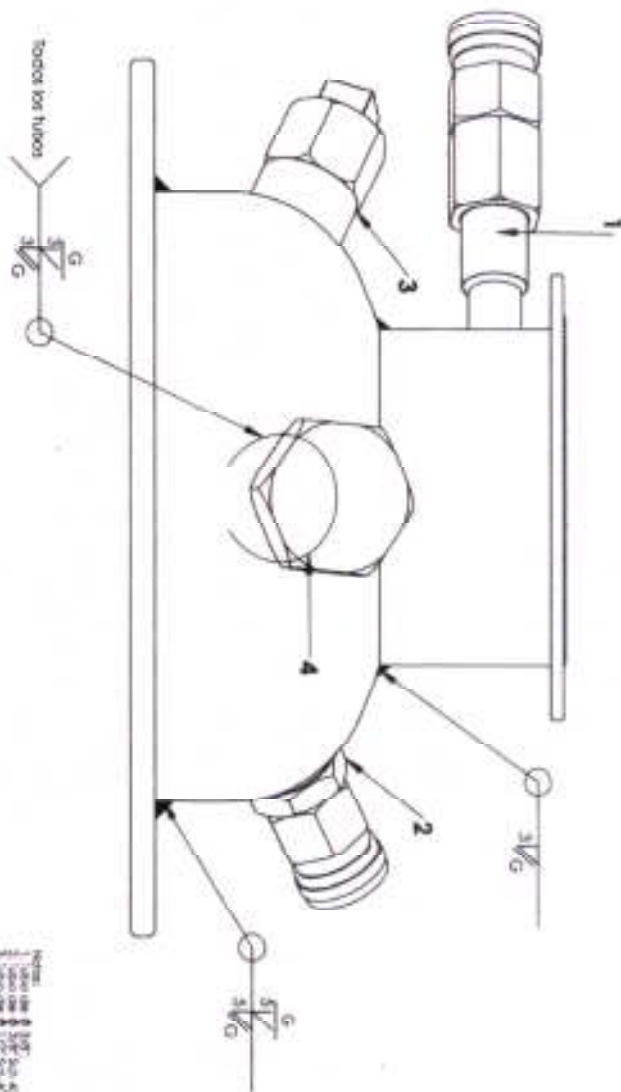
Lista de partes			
Nº DE ELEMENTO	Descripción	CANT	Partido
1	Tubo 1" Sch 40 A. AISI 304	1	Comercial
2	Tubo 1/2" Sch 40 A. AISI 304	1	Comercial
3	Tubo 3/8" Sch 40 A. AISI 304	1	Comercial
4	Protector al. s/bo mec.	1	0103-0200-02-1-2
5	Tubo accesorio protector al. s/bo mec.	1	Comercial
6	Brida tipo horizontal	1	0103-0200-02-1-3
7	Termoposo termocupla tipo K L = 2 1/2"	1	Comercial
8	Soporte termocupla	1	Comercial
9	Soporte 1" A. inox AISI 304	1	Comercial
10	Brida en v/bo 1/8" x 2 1/8"	1	Comercial
11	Brida en v/bo 1/8" x 2 1/8"	1	Comercial
12	Brida en v/bo 1/8" x 2 1/8"	1	Comercial
13	Brida en v/bo 1/8" x 2 1/8"	1	Comercial
14	Cuerpo tipo horizontal	1	0103-0200-02-1-1
15	Accesorio accesorio tipo horizontal	1	Comercial
16	Accesorio accesorio tipo horizontal	1	Comercial

DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA
DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA	DETALLE POR ACCIÓN MECÁNICA

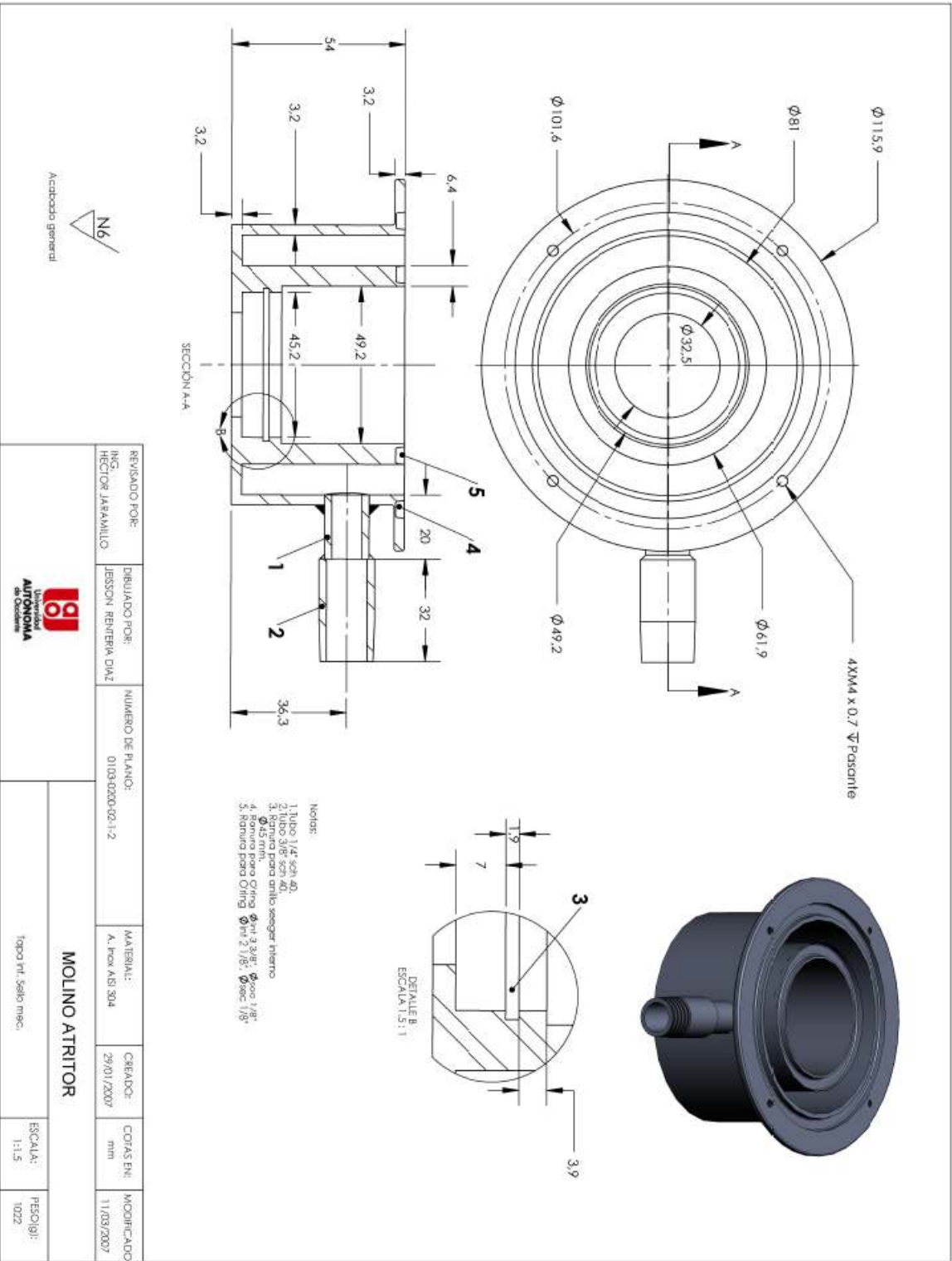


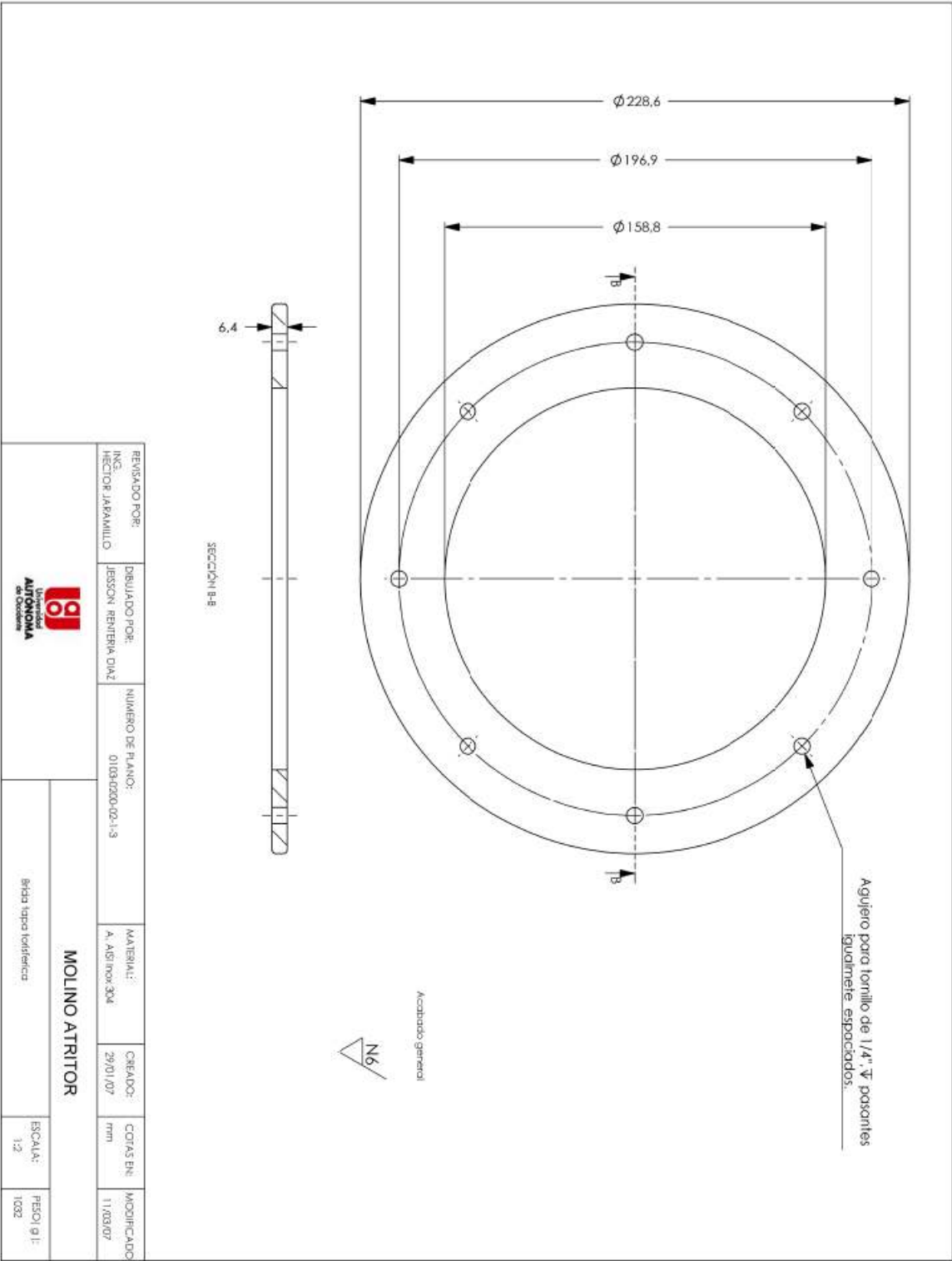
MOLINO ATRITOR

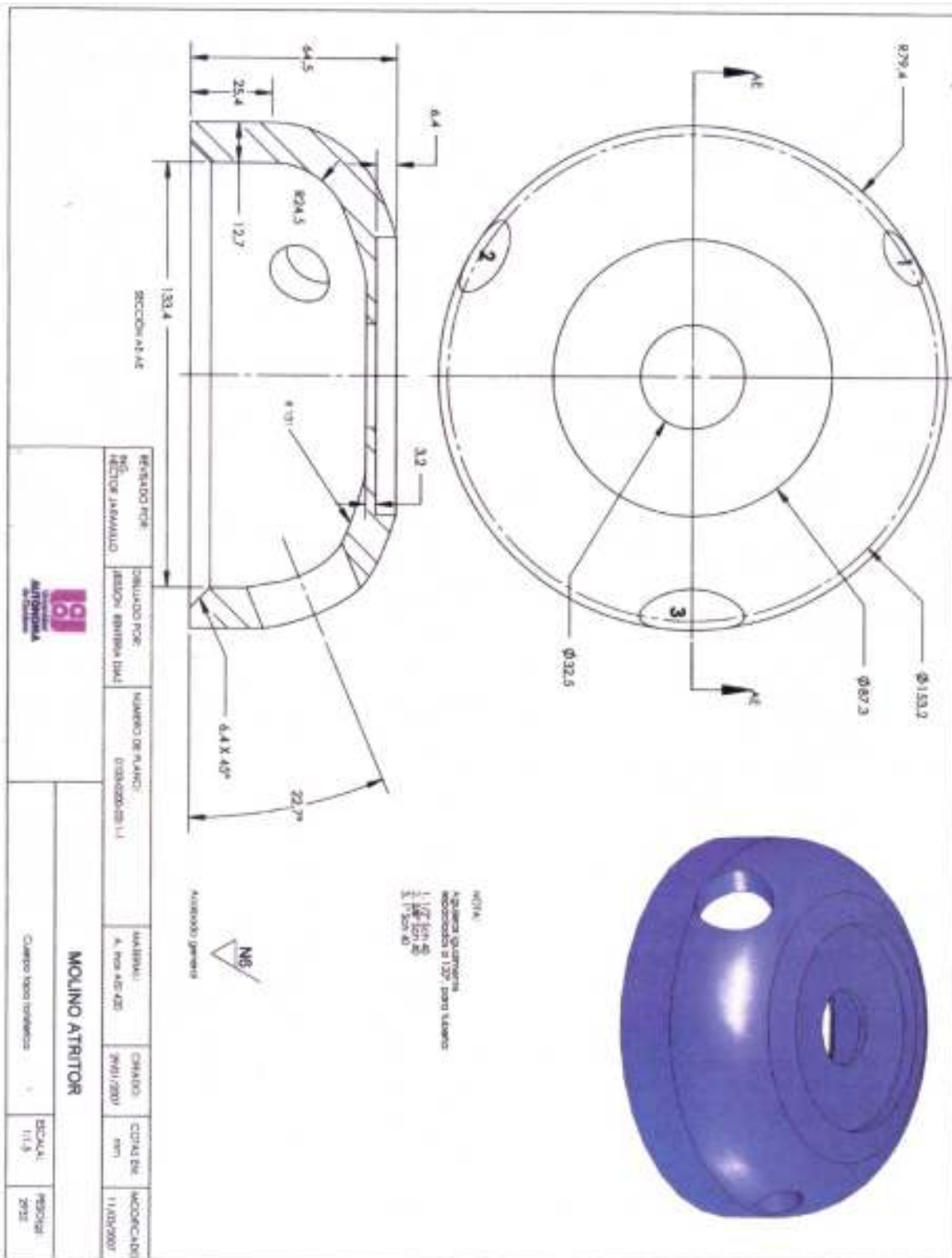
DETALLE POR
ACCIÓN MECÁNICA


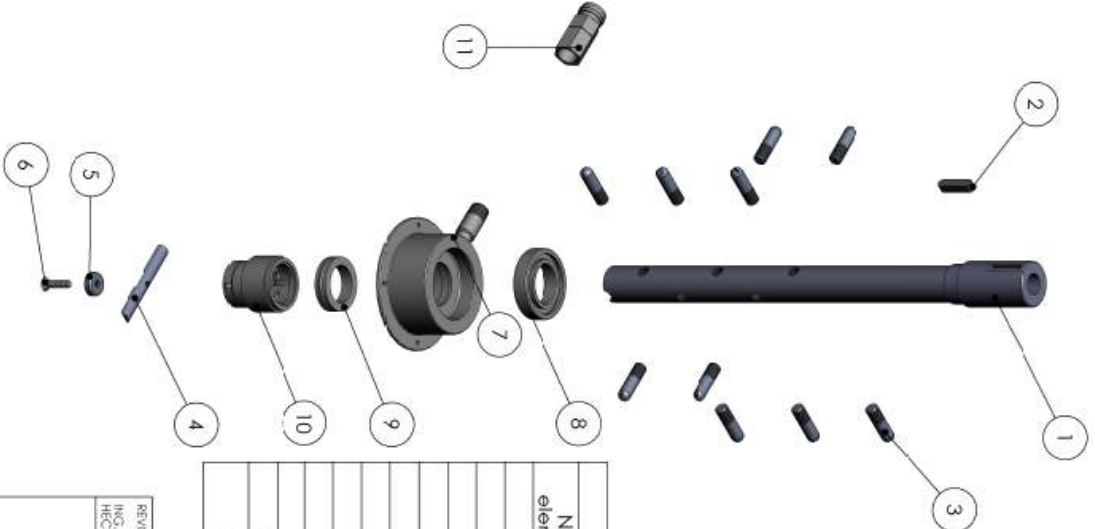


DESIGNADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DESEÑADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	ELABORADO EN PLANTILLA: 15/03/2023 09:14	MATERIAL: Acero AISI 521	CHUBUTO: 20/07/27	COTAS EN: mm	ESCALA: 1:1	PROYECTO: M20
MOLINO ATRITOR							
Tipo universal							









Lista de partes				
N° de elemento	Descripción	PartNo	Cant.	
1	Eje agitador	0103-0200-02-2-1	1	
2	Chaveta cuadrada 5/16"	-----	1	
3	Aspa de agitación	0103-0200-02-2-2	10	
4	Aspa de agitación inferior	0103-0200-02-2-3	1	
5	Punto de apoyo agitador	0103-0200-02-2-4	1	
6	Tomillo Avellanado 1/4"-20UNC x1"	Comercial	1	
7	Protector sup. sello mec.	0103-0200-02-2-5	1	
8	Rodamiento NTN 6007 ZZ	Comercial	1	
9	Asiento estacionario eje 1 1/4" en cerámica	Comercial	1	
10	Sello mecánico SEALCO tipo 800	Comercial	1	
11	Accesorio acople rapido hembra \varnothing 1 1/4" rosca interna	Comercial	1	

REVISADO POR:
ING.
HECTOR JARAMILLO

DIBUJADO POR:
JESSON REIVERIA DIAZ


NÚMERO DE PLANO:
0103-0200-02-2-0

MATERIAL:

CREADO:
29/01/07

COTAS EN:
mm

MODIFICADO:
11/03/07

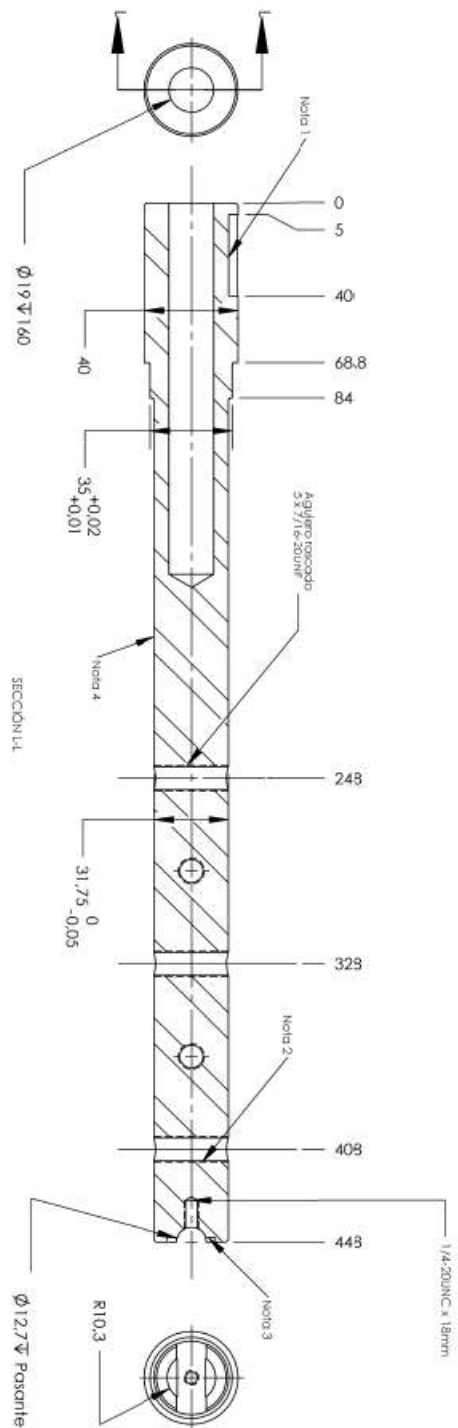


MOLINO ATRITOR

Agitador

ESCALA:
1:5

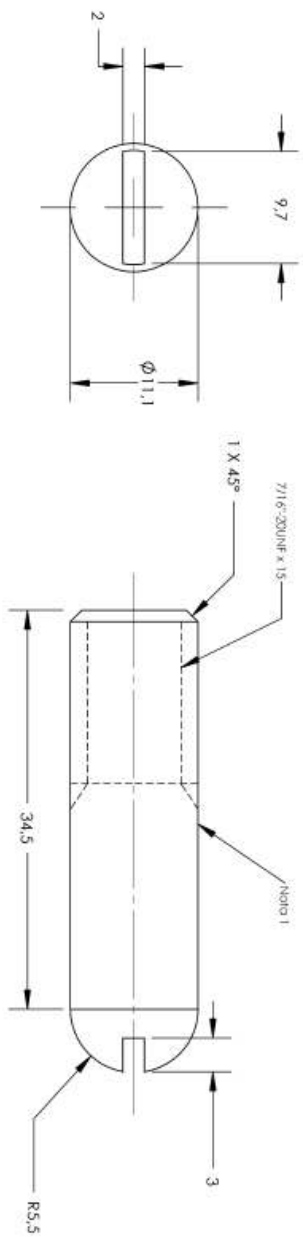
PESO (g):
9757



Acabado general


1. Curveto cuadrado de 5/16" incluir curvo
2. el numero de agujeros roscados son: 5 de 1/8" 20xUNF y 1 de 1/4" 20xUNC
3. Cota de ϕ 20.5 mm ∇ 2 mm
4. Temporal y resaca para obtener una diámetro final de 45 mm.

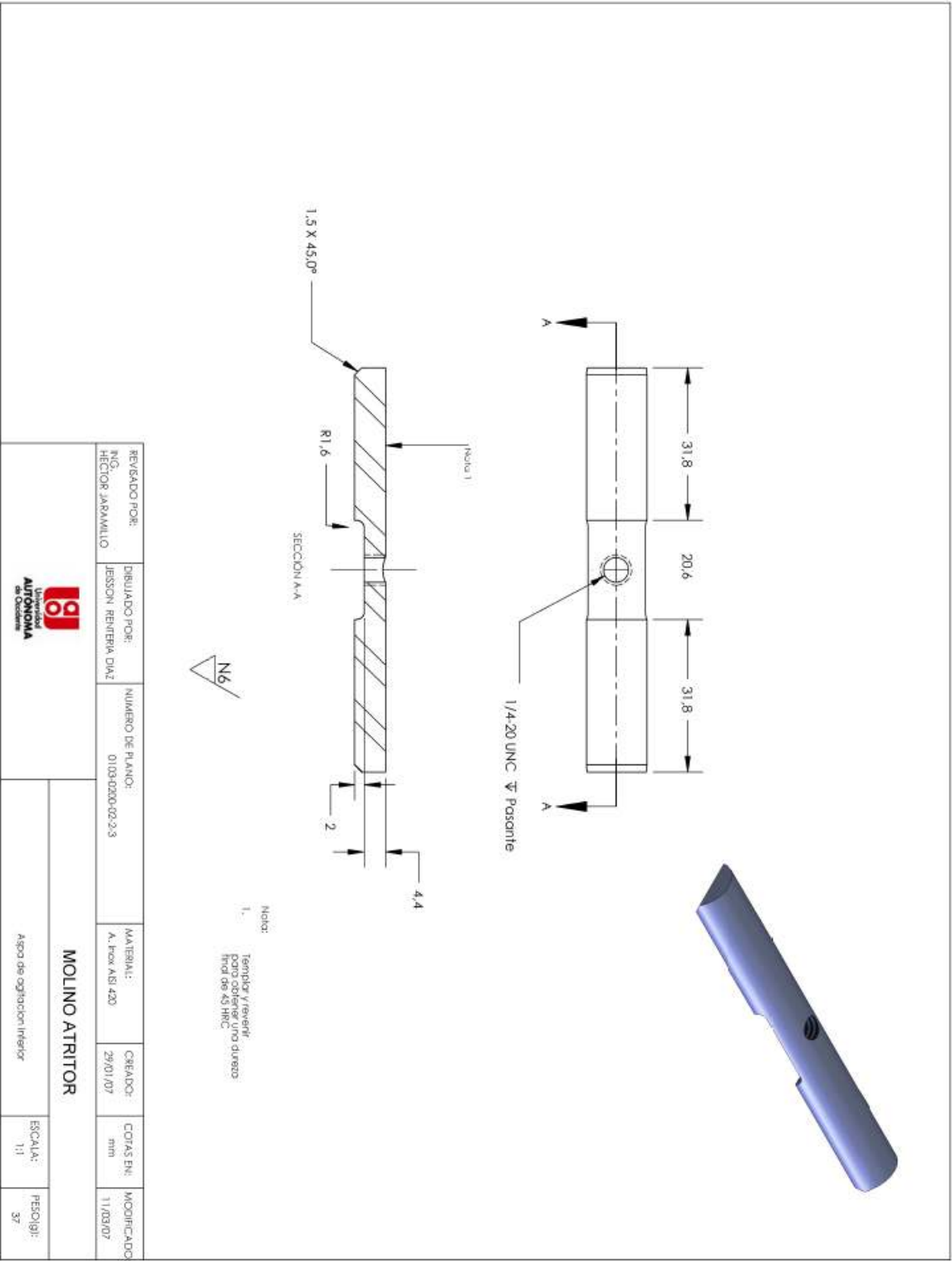
REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DESARROLLADO POR: JEISSON RENTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0103-0230-02-2-1	MATERIAL: Al. Acero AISI 420	CREADO: 29/01/07	COLAS EN: mm	MODIFICADO: 11/03/07
MOLINO ATRITOR						
			Ep oaliodor	ESCALA: 1:2,5	FICION: 2555	

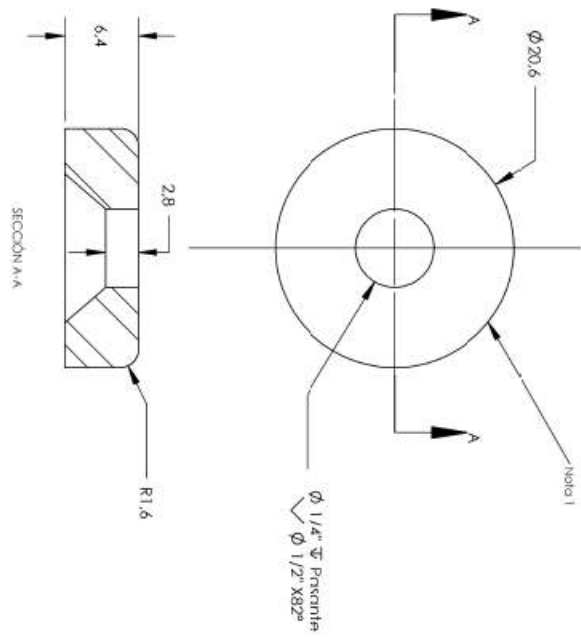


N6/
Acabado General

Notas:
Cantidad 15
Temple y reserir para obtener una
diámetro final de 45.78C

REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NÚMERO DE PLANO: 0103-0200-02-2-2	MATERIAL: A. Inox AISI 420	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 11/03/07
			MOLINO ATRITOR			
			Apto de opción			
					ESCALA: 2:1	PESO(g): 28



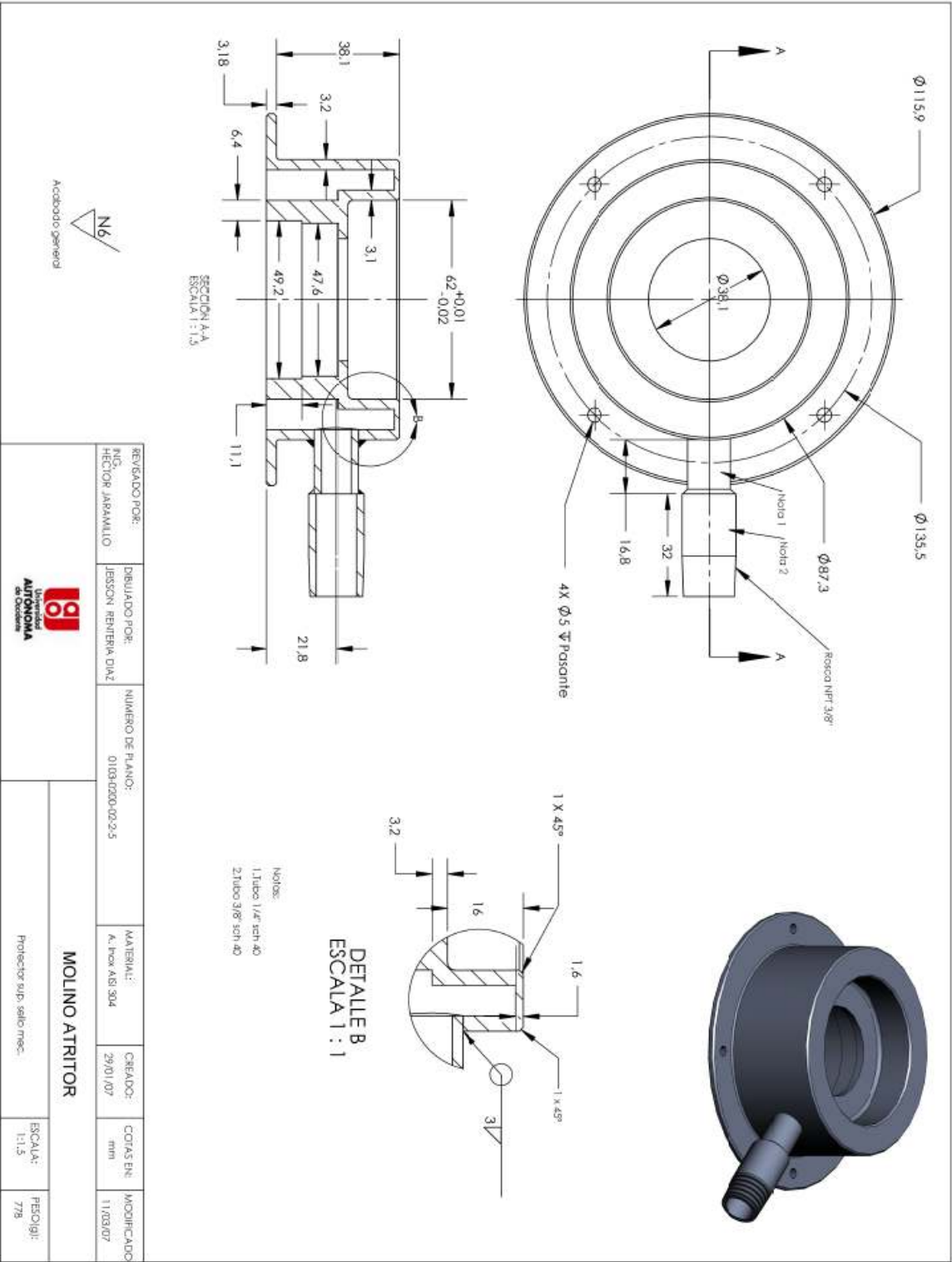


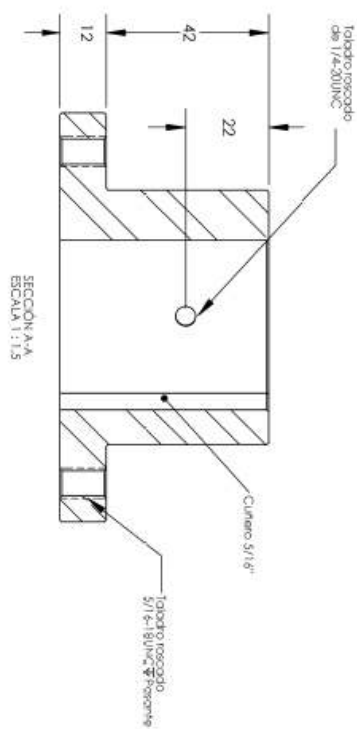
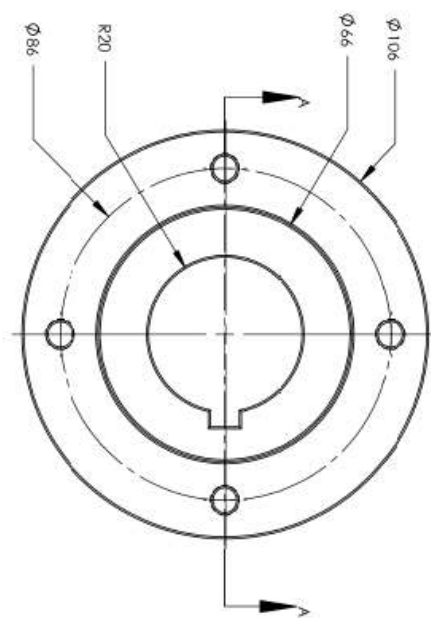
Acabado general

Nota:
1. Templos y reserf.
para obtener una dureza
final de 45 HRC

REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NÚMERO DE PLANO: 0103-020-02-2-4	MATERIAL: Aluox AL-420	CREADO: 29/01/07	CORAS EN: mm	MODIFICADO: 11/03/07
			MOLINO ATRITOR			
Punto de apoyo oplicador					ESCALA: 2:1	PESO (g): 13



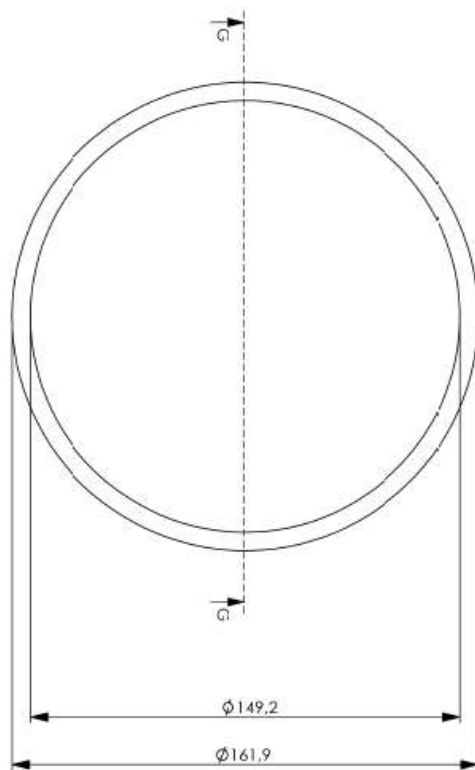





NOTAS:
1. Acabados: 0.3 x 45°;
2. Acabados: 0.3 x 45°.

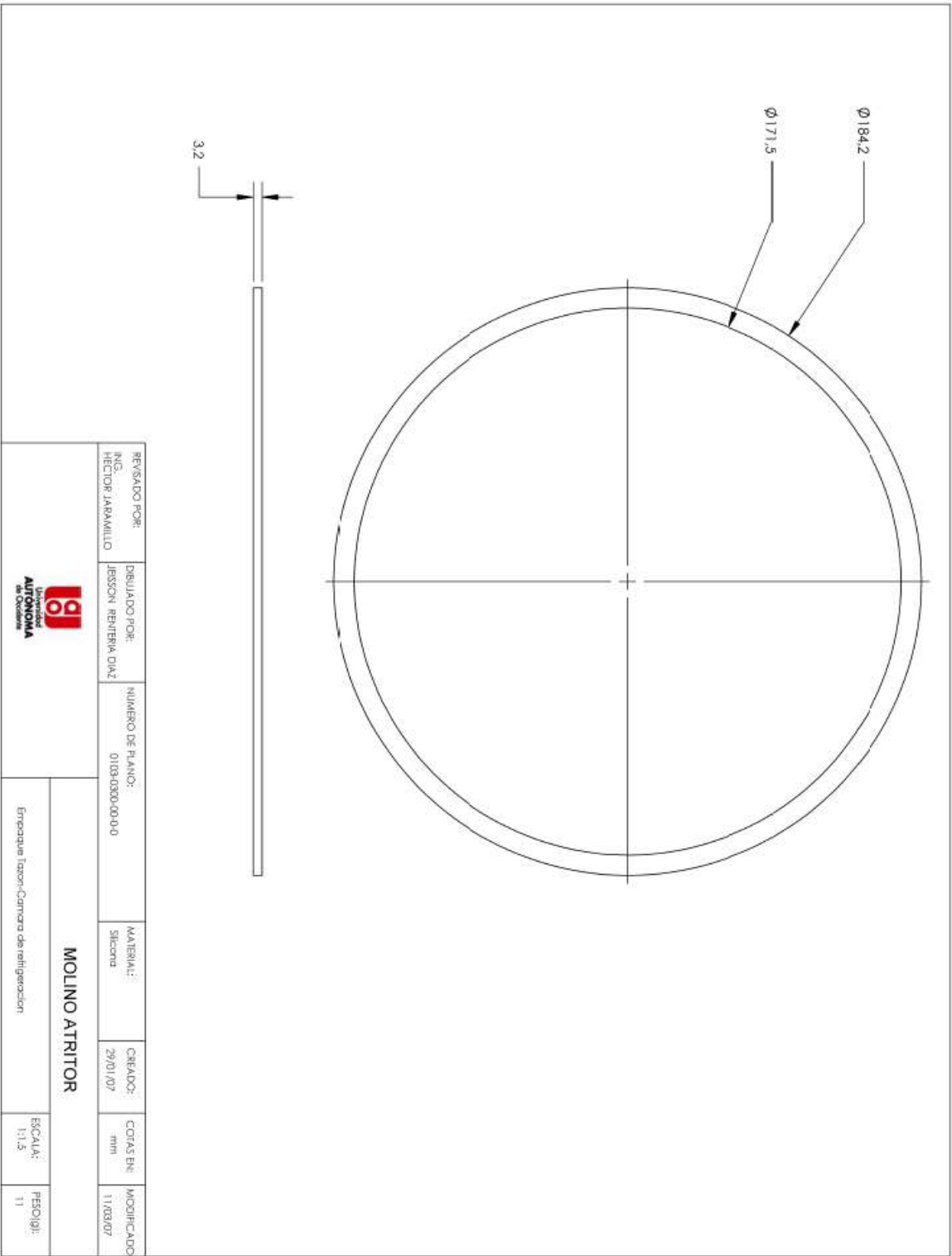
REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DIBUJADO POR: JESSON REINTERIA DIAZ	NÚMERO DE PLANO: 0103-0200-02-3-0	MATERIAL: A. AISI 1040	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 29/01/2007
MOLINO ATRITOR						
Acepto este aplificador				ESCALA: 1:1.5	PESO (g): 1406	

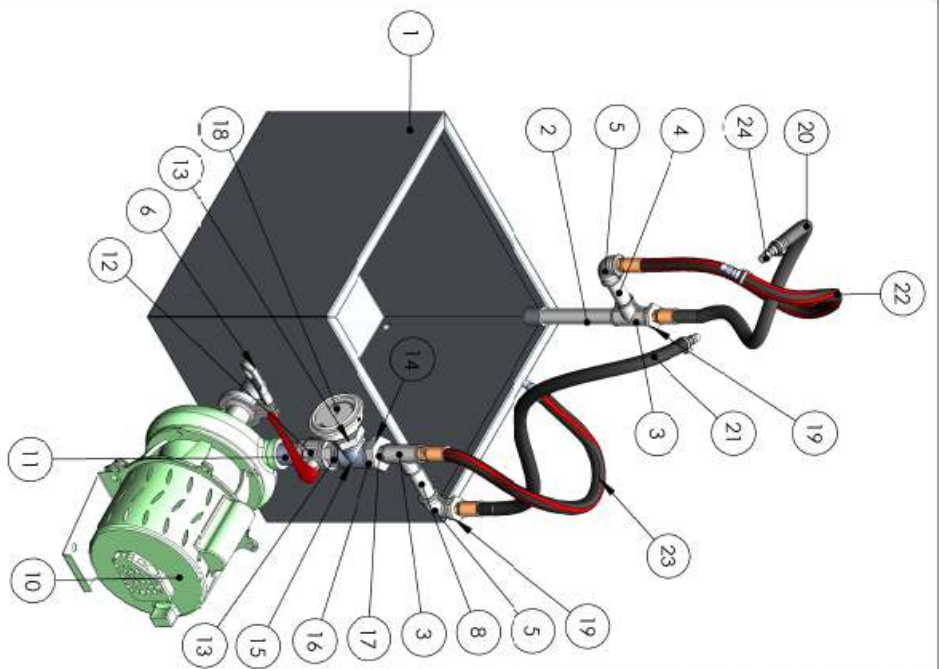





Configurat. 2

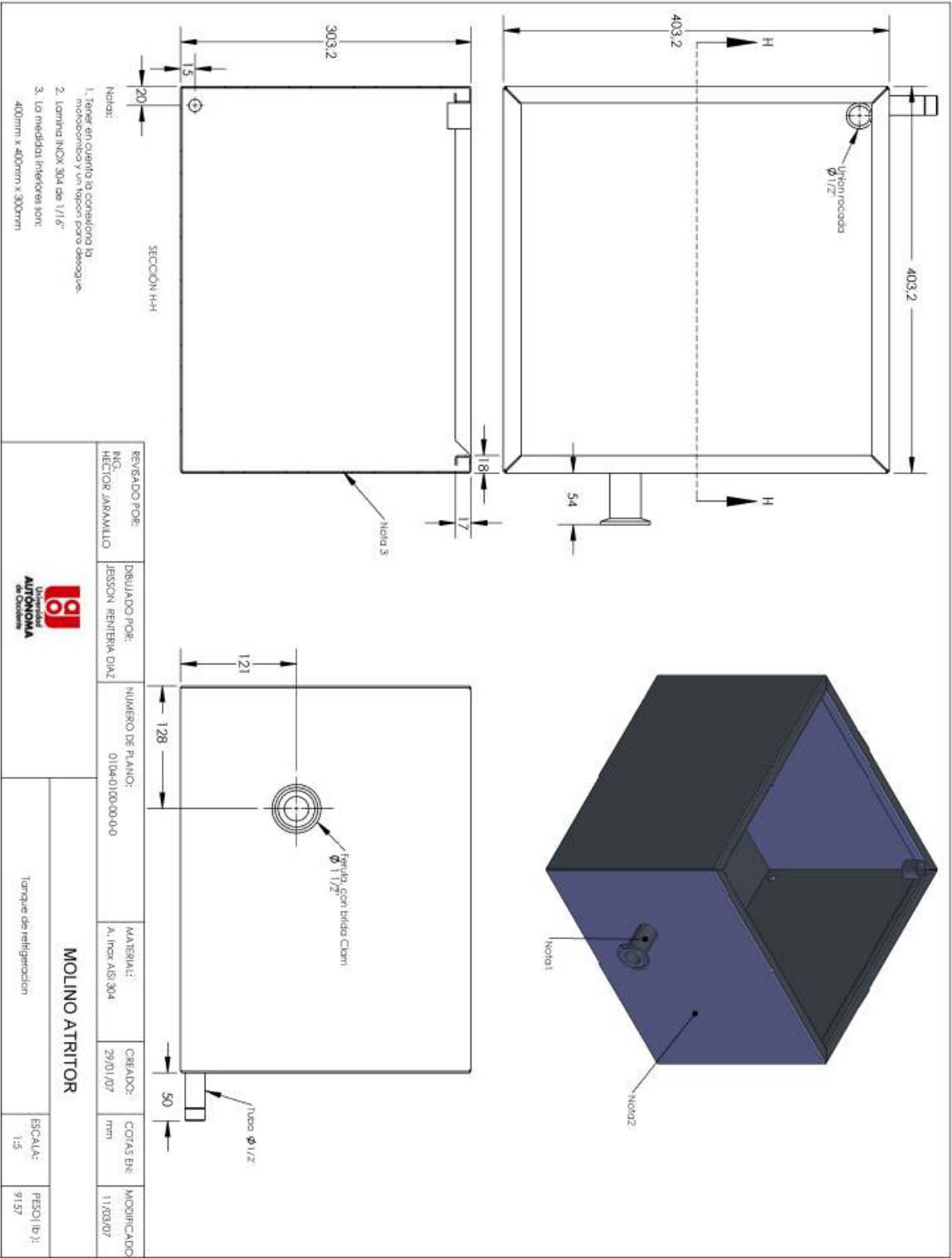
REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: Jeslon Hernandez	NUMERO DE PLANO: 0103-0200-05-0-0	MATERIAL: Silicona	CREADO: 29/03/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 11/03/07
<div>  <div> <div>Universidad</div> <div>AUTONOMA</div> <div>de Occidente</div> </div> </div>			MOLINO ATRITOR			
Empaque tipo torreficador					ESCALA: 1:2	PESQI: 19/07/08





ELEMENTO N°	Descripción	Materia	CANT.
1	Tanque de almacenamiento	Acero inox. AISI 304	1
2	Tubo ϕ 1/2" x 300mm	Acero inox. AISI 304	1
3	Te ϕ 1/2"	Acero inox. AISI 304	2
4	Tubo nipple ϕ 1/2" x 80mm	Acero inox. AISI 304	1
5	Codo ϕ 1/2"	Acero inox. AISI 304	3
6	Abrazadera para tuerca 1 1/2"	Acero inox. AISI 304	1
7	Llave de paso ϕ 1/2" de desague	Acero inox. AISI 304	2
8	Tubo nipple ϕ 1/2" x 70mm	Acero inox. AISI 304	1
9	Codo ϕ 1/2" desague	Acero inox. AISI 304	1
10	Motobomba	Acero inox. AISI 304	1
11	Tubo ϕ 1" Descarga motobomba	Acero inox. AISI 304	1
12	Llave de paso de bola ϕ 1/2"	Acero inox. AISI 304	1
13	Nipple ϕ 1" x 30mm	Acero inox. AISI 304	1
14	Reducción ϕ 1" a ϕ 1/2"	Acero inox. AISI 304	1
15	Te ϕ 1"	Acero inox. AISI 304	1
16	Reducción ϕ 1" a ϕ 1/2"	Acero inox. AISI 304	1
17	Nipple ϕ 1/2" x 30mm	Acero inox. AISI 304	1
18	Manómetro 0-60 Psi	Acero inox. AISI 304	1
19	Reducción ϕ 1/2" a ϕ 1/4"	Acero inox. AISI 304	2
20	Manguera ϕ 1/4" multipropósito pmax 250 Psi x L: 800mm	Caucho	1
21	Manguera ϕ 1/4" multipropósito pmax 250 Psi x L: 850mm	Caucho	1
22	Manguera ϕ 1/2" multipropósito pmax 250 Psi x L: 850mm	Caucho y lona	1
23	Manguera ϕ 1/2" multipropósito pmax 250 Psi x L: 850mm	Caucho y lona	1
24	Accesorios: acople rápido Macho de ϕ 1/2" y ϕ 1/4"	Acero inox. AISI 304	4

REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: JESSON REINTEIRA DIAZ	NÚMERO DE PLANO: 0104-0000-00-0-0	MATERIAL: -----	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 11/03/07
<div>  UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE </div> <div> MOLINO ATRITOR </div> <div> Sistema Hidráulico de refrigeración </div>						
ESCALA: 1:8					PESO(g): -----	





Listado de partes				
ELEMENTO N°	Descripción	Materia	Part. No.	CANT.
1	Fausta de conexiones molinoid	A. AISI 1020	0105-0100-00-0-0	1
2	Mano-vacuometro -300plHg a 300Psi	A. Inox AISI 304	Comercial	1
3	Tubo conex. valvula de aguja Ø3/8" L: 50mm	A. Inox AISI 304	Comercial	1
4	Valvula de aguja Ø3/8"	A. Inox AISI 304	Comercial	1
5	Valvula de seguridad HERBERT	Bronce	Comercial	1
6	Codo niple Ø3/8"	A. Inox AISI 304	Comercial	1
7	Manguera multiproposito P. max 250 PSI L: 600 mm	Caucho	Comercial	1
8	Codo 90° Ø3/8"	A. Inox AISI 304	Comercial	1
9	Accesorio A. rapido Ø3/8" macho	A. Inox AISI 304	Comercial	2
10	Union roscada ext. Ø3/8"	Bronce	Comercial	2
11	Accesorio A. rapido Ø3/8" Hembra	A. Inox AISI 304	Comercial	1
12	Valvula de bola Ø3/8"	A. Inox AISI 304	Comercial	1

REVISADO POR:	DIBUJADO POR:	NÚMERO DE PLANO:	MATERIAL:	CREADO:	COTAS EN:	MODIFICADO:
ING. HECTOR JARAMILLO	JESSON REINTER DIAZ	0105-0000-00-0-0	_____	29/01/07	mm	11/03/07



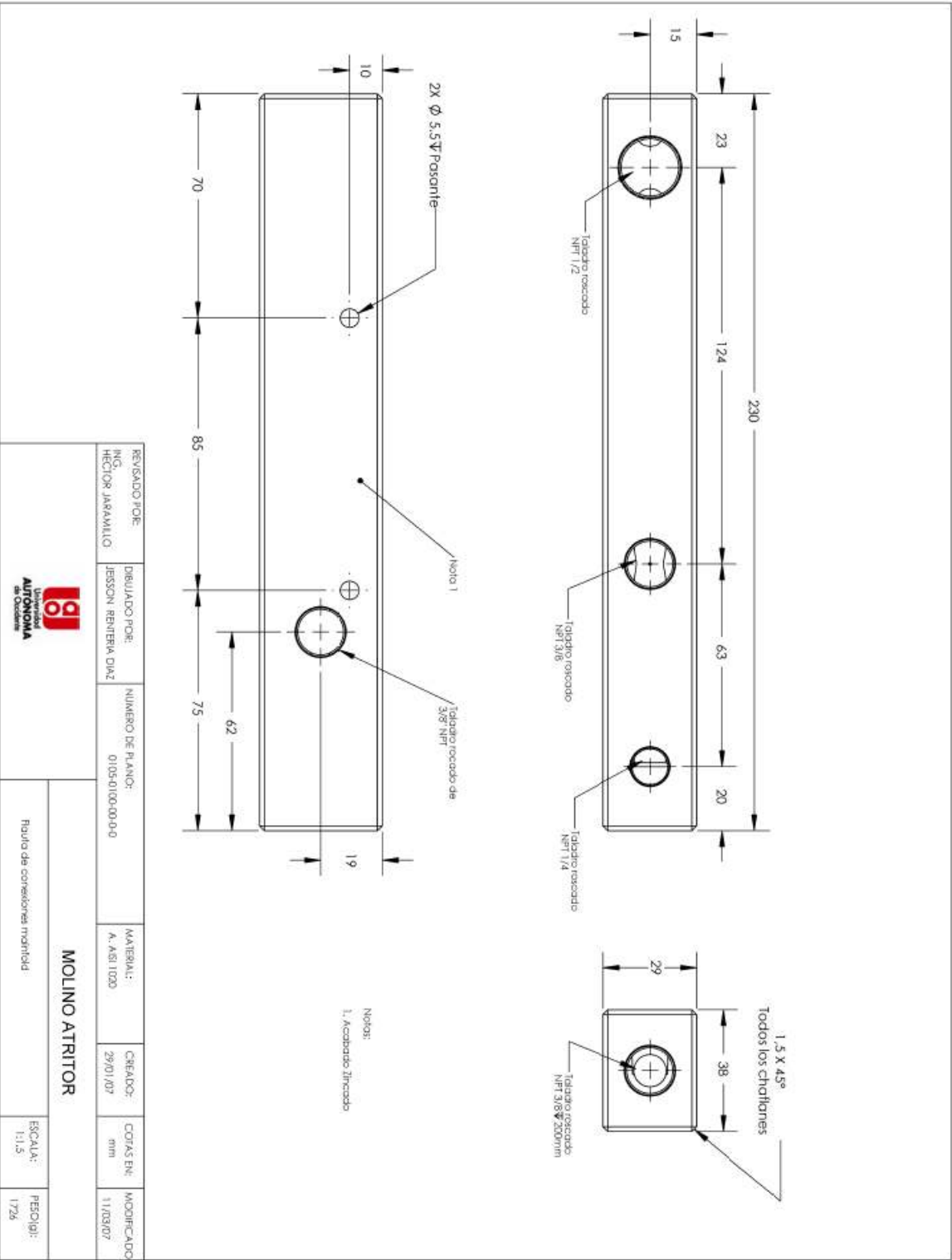
MOLINO ATRITOR

Sistema de regulacion presion de proceso

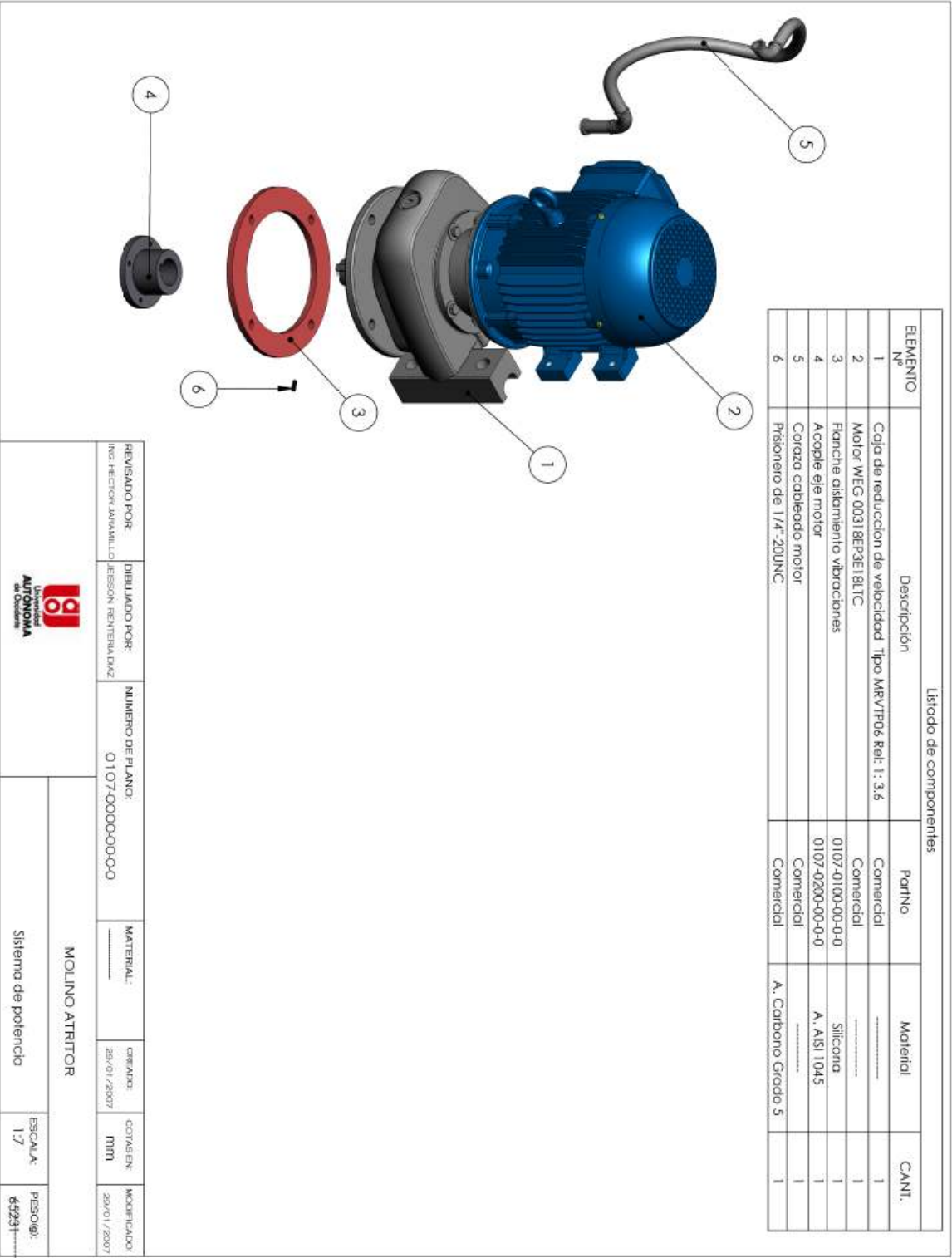
ESCALA:

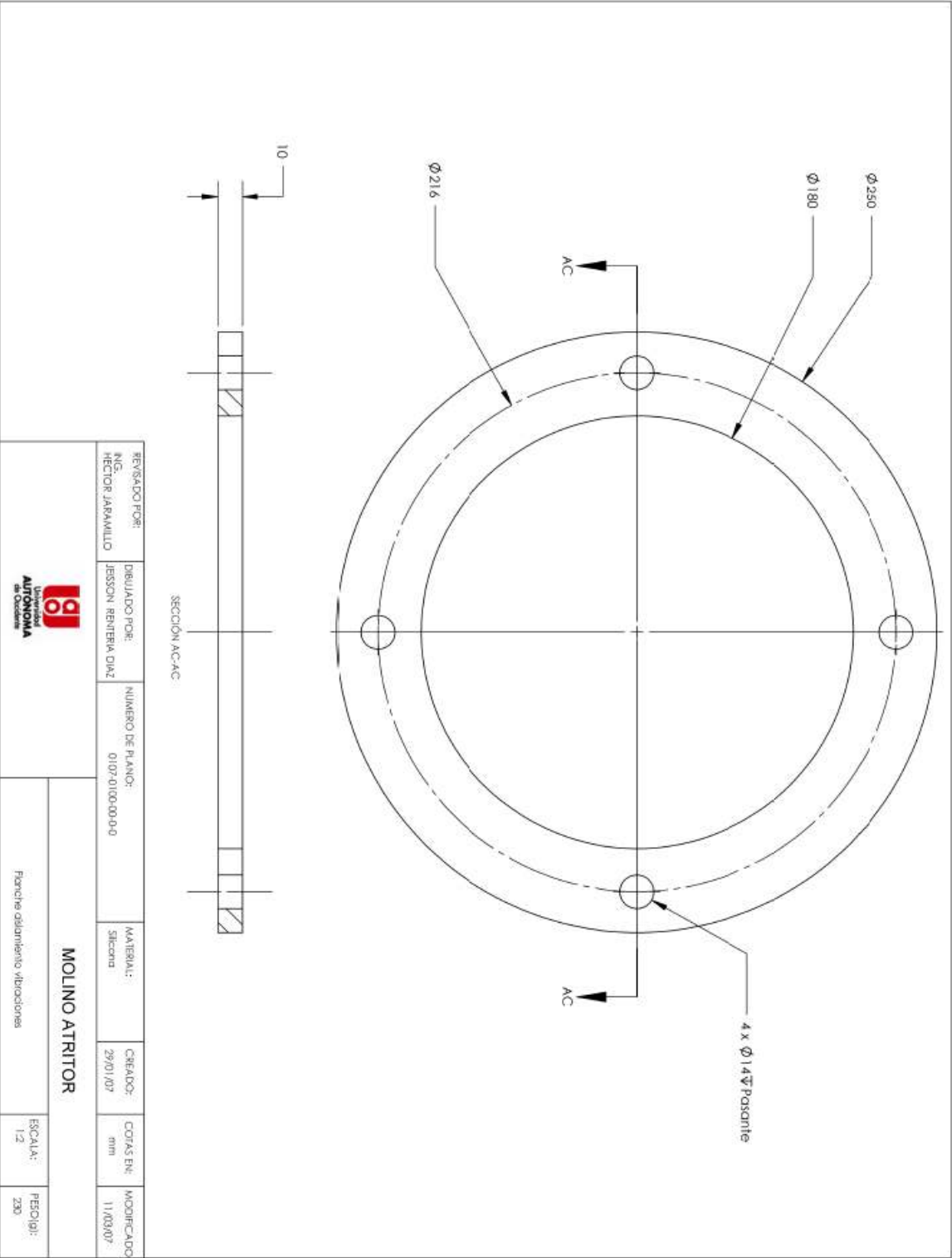
1:3

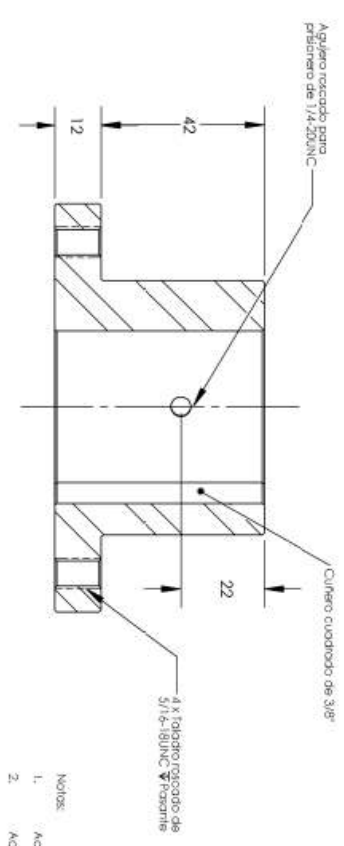
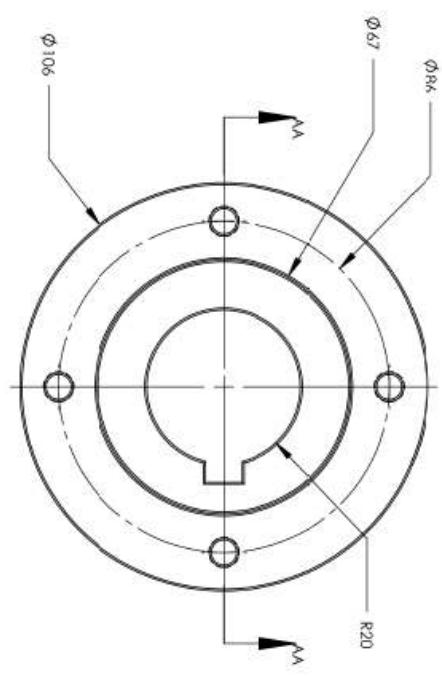
FECHA:



REVISADO POR: ING. HECTOR JARAMILLO	DISEÑADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NUMERO DE PLANO: 0105-010-00-0-0	MATERIAL: A. AISI 1020	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 11/09/07
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE COLOMBIA			MOLINO ATRITOR			
Flujo de conexiones manifiesto			ESCALA: 1:1.5			
			FECHA: 1/7/26			







- Notas:
1. Acabado exterior: 0,3 x 45°.
 2. Acabado interno.

REVISADO POR: ING. RICARDO JARAMILLO	DISEÑADO POR: JESSON RENTERIA DIAZ	NÚMERO DE PLANO: 0107-0200-00-00	MATERIAL: A. AISI 1045	CREADO: 29/01/07	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 11/03/07
			MOLINO ATRITOR			
			Acople eje motor		ESCALA: 1:1,5	PROJIG: 1.400